

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté des sciences appliquées
Département de génie mécanique

**CONTRIBUTION À LA MODÉLISATION DE L'AÉRODYNAMIQUE
INTERNE D'UN VENTILATEUR CENTRIFUGE**

Mémoire de maîtrise

Sylvain BONNEVILLE

Sherbrooke (Québec), CANADA

Septembre 1999

Table des matières

1	Introduction	1
1.1	Définition du problème à étudier	1
1.2	Contenu du mémoire	3
2	État des connaissances	4
2.1	Généralités sur les ventilateurs centrifuges	4
2.2	Aérodynamique interne des ventilateurs centrifuges	5
2.2.1	Études expérimentales	5
2.2.2	Études théoriques	9
2.3	Vélocimétrie par imagerie de particules	12
2.3.1	Généralités sur la technique du <i>PIV</i>	12
2.3.2	Principe de la technique du <i>PIV</i>	13
2.3.3	Caractéristiques particulières du système de <i>PIV</i> développé pour le projet	15
3	Quantification du champ de vitesse à l'intérieur des modèles de roue et de	

volute	18
3.1 Sélection des modèles expérimentaux	18
3.1.1 Contraintes du montage expérimental	18
3.1.2 Analyse dimensionnelle d'un ventilateur centrifuge	20
3.1.3 Paramètres et caractéristiques des modèles expérimentaux	21
3.2 Description générale du montage expérimental	24
3.3 Système de vélocimétrie par imagerie de particules	26
3.3.1 Laser et optique	26
3.3.2 Appareil et pellicule photographiques	27
3.3.3 Circuit de synchronisation	28
3.3.4 Traceurs	29
3.3.5 Digitaliseur et taille d'un pixel	29
3.3.6 Programme de traitement des photographies	30
3.4 Procédure expérimentale	30
3.4.1 Préparatifs à une expérience	30
3.4.2 Réalisation d'une expérience	31
3.5 Résultats expérimentaux : profils de vitesse mesurés	32
3.5.1 Bornes d'erreur des profils de vitesse	33
3.5.2 Sortie de l'injecteur	33
3.5.3 Roue expérimentale seule	36

3.5.4	Volute expérimentale seule	54
3.5.5	Roue expérimentale avec la volute	59
4	Modélisation de l'aérodynamique interne de la volute	66
4.1	Approche utilisée pour la modélisation	66
4.2	Résolution du modèle	68
4.2.1	Généralités de la méthode intégrale des éléments finis de frontière . .	68
4.2.2	Conditions limites aux frontières	71
4.2.3	Discrétisation des frontières	73
4.2.4	Calcul et résolution du système linéaire	74
4.3	Modèle de couche limite	74
4.4	Modèles de perte de pression	77
4.4.1	Perte de mélange axial	78
4.4.2	Perte de mélange angulaire	78
4.4.3	Perte due à la friction aux parois	80
4.5	Validation du code de simulation de la volute	80
4.5.1	Modélisation de la frontière S_1 : cas du cylindre	80
4.5.2	Modélisation de la frontière S_3 : cas de la source et du vortex	82
4.5.3	Vérification de la conservation de la masse dans la volute	83
4.5.4	Comparaison des profils de vitesse expérimentaux et numériques dans la volute seule	84

4.6	Bilan des résultats	91
5	Code intégré de simulation de l'aérodynamique du ventilateur	94
5.1	Intégration des effets tridimensionnels	94
5.1.1	Asymétrie de l'écoulement à l'entrée de la roue	94
5.1.2	Prérotation de l'écoulement à l'entrée de la roue	99
5.2	Algorithme du code intégré de ventilateur	100
5.3	Comparaison des résultats entre le code de simulation et des ventilateurs	103
5.3.1	Roue de ventilation Beckett, premier type de volute	103
5.3.2	Roue de ventilation Beckett, second type de volute	109
5.3.3	Roue de ventilation Comefri T-HLE 200	112
5.3.4	Roue de ventilation Proto-5, premier type de volute	116
6	Conclusion	120
A	Photographies du montage expérimental	123
B	Injecteur du montage expérimental	127
B.1	Structure	127
B.2	Analyse du profil de vitesse à la sortie	129
B.3	Recommandations	130
C	Circuit de synchronisation	132

D	Programme de traitement des photographies de PIV	135
D.1	Analyse des photographies	135
D.1.1	Paramètres d'analyse	135
D.1.2	Discrétisation et autocorrélation	137
D.1.3	Interpolation de la position du pic de corrélation	137
D.1.4	Photographie à triple exposition	139
D.2	Post-traitement des données	141
D.2.1	Calcul de la position du champ de vitesse par rapport aux modèles .	142
D.2.2	Affichage des résultats et mesure des profils de vitesse d'intérêt	143
D.2.3	Calcul et traçage de lignes de courant	144
D.2.4	Rectification des vecteurs vitesse incorrects	145
D.2.5	Validation du programme de traitement	146
E	Estimation des bornes d'erreurs des mesures expérimentales	149
E.1	Erreur sur la norme d'un vecteur	149
E.2	Erreur sur l'angle d'un vecteur vitesse	151
E.3	Erreur sur la position relative d'un vecteur	154
F	Éléments potentiels primaires	156
G	Modèles de couche limite	158

G.1	Couche limite laminaire (Thwaites)	158
G.2	Point de transition (Michel)	160
G.3	Couche limite turbulente (Head, simplifié par Cebeci & Bradshaw)	160
H	Profils de vitesse : volute seule	162
I	Profils de vitesse : roue avec volute	171
J	Profils de vitesse à l'entrée d'un ventilateur	181
K	Géométries des modèles expérimentaux et des ventilateurs	183
	Bibliographie	189

Table des figures

1.1	Schéma d'un ventilateur centrifuge de type "cage d'écureuil".	2
2.1	Types de ventilateurs centrifuges.	5
2.2	Vue de coupe de l'écoulement à l'entrée d'un ventilateur centrifuge (d'après Kind & Tobin 1990).	6
2.3	Vue de coupe d'un ventilateur : rajout d'un déflecteur dans la section d'entrée (d'après Vadari <i>et al.</i> 1996).	8
2.4	Vue de coupe d'un ventilateur : (a) bouche d'entrée à courbure externe, (b) bouche d'entrée à courbure interne (d'après Montazerin <i>et al.</i> 1998).	8
2.5	Système typique de vélocimétrie par imagerie de particules	14
2.6	Autocorrélation d'une zone d'interrogation : (a) solutions principales de corrélation; (b) matrice-solution de l'autocorrélation.	17
3.1	Ventilateur centrifuge bidimensionnel.	20
3.2	Schéma du montage expérimental.	25
3.3	Schéma du système de <i>PIV</i>	26

3.4	Profils de vitesse mesurés à la sortie de l'injecteur, $r/r_{inject} = 1.65$: (a) profil angulaire de vitesse, $\frac{r}{H} = 0.5$; (b) profil axial de vitesse, $\theta_{ang} = 65^\circ$; (c) profil axial de vitesse, $\theta_{ang} = 180^\circ$; (d) profil axial de vitesse, $\theta_{ang} = 295^\circ$	34
3.5	Mesure par <i>PIV</i> du champ de vitesse de la roue : (a) photographie typique de traceurs, en tons inversés de gris; (b) champ de vitesse solutionné.	37
3.6	Définition des profils de vitesse mesurés et des repères locaux dans la roue : (a) entrée; (b) sortie; (c) côtés suction et pression de la pale; (d) <i>courbe moyenne</i>	38
3.7	Écoulement au bord de fuite de la pale : (a) code de simulation; (b) roue expérimentale.	39
3.8	Code de simulation : distribution des angles des vecteurs vitesse à la sortie de la roue en fonction de la position radiale r/R_{ext} , $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$, pas de séparation imposée.	39
3.9	Définition de l'angle d'un vecteur vitesse.	40
3.10	Effet du bassin sur les lignes de courant autour de la roue expérimentale.	41
3.11	Effet du bassin : profils de vitesse pour $\theta_{ang} = 60^\circ$ par rapport au bassin, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse à l'entrée de la roue; (b) angle à l'entrée de la roue; (c) vitesse à la sortie de la roue; (d) angle à la sortie de la roue.	42
3.12	Effet du bassin : profils de vitesse pour $\theta_{ang} = 200^\circ$ par rapport au bassin, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0066 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse à l'entrée de la roue; (b) angle à l'entrée de la roue; (c) vitesse à la sortie de la roue; (d) angle à la sortie de la roue.	43
3.13	Structure générale de l'écoulement autour de la pale, $n = 0.31 \frac{1}{s}$: (a) expérimentale, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$; (b) agrandissement du sillage; (c) code de simulation, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$; (d) code de simulation, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$	45
3.14	Profils de vitesse roue seule, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (h) angle <i>courbe moyenne</i>	47

3.15	Structure générale de l'écoulement autour de la pale, $n = 0.63 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$: (a) expérimentale; (b) code de simulation.	48
3.16	Profils de vitesse roue seule, $n = 0.63 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (g) angle <i>courbe moyenne</i>	49
3.17	Structure générale de l'écoulement autour de la pale, $n = 0.21 \frac{1}{s}$: (a) expérimentale; (b) code de simulation.	50
3.18	Profils de vitesse roue seule, $n = 0.21 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (h) angle <i>courbe moyenne</i>	51
3.19	Structure générale de l'écoulement autour de la pale, pas de rotation de la roue : (a) première structure expérimentale; (b) deuxième structure expérimentale; (c) code de simulation.	52
3.20	Profils de vitesse mesurés dans la volute.	54
3.21	Région de la volute expérimentale couverte par des turbulences tridimensionnelles.	56
3.22	Région séparée à la suite du "cut-off" de la volute.	58
3.23	Positions angulaires des secteurs étudiés du couple roue-volute.	60
3.24	Profils de vitesse à l'entrée de la roue expérimentale avec volute pour différentes positions angulaires, $n = 0.31 \frac{1}{s}$: (a) distributions moyennes de vitesse; (b) distributions moyennes d'angle.	60
4.1	Domaine de calcul, champ de vitesse de la volute.	67
4.2	Algorithme de solution de l'écoulement dans la volute.	69
4.3	Éléments fluides primaires, potentiels, bidimensionnels : (a) l'écoulement uniforme; (b) la source / le puits; (c) le vortex; (d) le doublet.	70
4.4	Géométrie d'un sillage à la suite des pales.	72

4.5	Discrétisation du domaine de calcul.	73
4.6	Système linéaire, solution du champ de vitesse dans la volute.	75
4.7	Vue de coupe d'un ventilateur : perte de pression axiale due à une expansion brusque. . .	78
4.8	Vue d'une section d'un ventilateur : perte de pression angulaire due à une décélération brusque de l'écoulement à la sortie de la roue.	79
4.9	Cylindre situé dans un écoulement uniforme.	81
4.10	Distribution de pression autour d'un cylindre situé dans un écoulement uniforme potentiel : comparaison de la solution exacte et de la solution du code numérique.	81
4.11	Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur S_1 , $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) profil de vitesse totale; (b) profil de vitesse normale à la section.	86
4.12	Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur R_1 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$. .	87
4.13	Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur R_2 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$. .	87
4.14	Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur R_3 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$. .	88
4.15	Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur C_1 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$. .	88
4.16	Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur C_2 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$. .	89
4.17	Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur C_3 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$. .	89
4.18	Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur C_4 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$. .	93
4.19	Point et ligne de stagnation dans la volute seule.	93
5.1	Repère global pour un ventilateur. La référence 0° correspond à l'axe \vec{X}_o (figure 4.1). . .	95
5.2	Profils de vitesse radiale à l'entrée d'un ventilateur typique : (a) Profil angulaire, $\frac{x}{H_{Roue}} =$ 0.58 ; (b) Profil axial, $\theta_{ang} = 180^\circ$ (d'après Gohier & Grenier 1998).	96

5.3	Discrétisation de la roue de ventilateur en tranches et en secteurs.	97
5.4	Injection asymétrique du débit dans une volute : (a) simulation par le code de volute ; (b) application d'un volume de contrôle à la sortie pour le calcul de la pression moyenne. . .	98
5.5	Algorithme du code intégré de ventilateur.	101
5.6	Perte de pression due à une expansion axiale, cas de la roue discrétisée en tranches et en secteurs.	102
5.7	Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec roue Beckett et le premier type de volute, $n = 150 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation ; (c) courbe de puissance mécanique du moteur ; (d) pertes de ventilateur, code de simulation.	104
5.8	Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec roue Beckett et le premier type de volute, rajout de la perte du montage expérimental, $n = 150 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation.	107
5.9	Écoulements dans la volute prédits par le code pour le ventilateur avec roue Beckett et le premier type de volute, pour la plage considérée de débits : (a) points de stagnation ; (b) points de séparation.	108
5.10	Distribution de pression à la paroi de la volute prédite par le code pour le ventilateur avec roue Beckett et le premier type de volute : (a) $Q = 0.14 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) $Q = 0.06 \text{ m}^3/\text{s}$	109
5.11	Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec roue Beckett et le second type de volute, $n = 150 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation ; (c) courbe de puissance mécanique du moteur ; (d) pertes de ventilateur, code de simulation.	110
5.12	Comparaison de la forme des deux types de volutes testées avec la roue Beckett.	111
5.13	Distribution de pression à la paroi de la volute prédite par le code pour le ventilateur avec roue Beckett et le second type de volute, $Q = 0.12 \text{ m}^3/\text{s}$	111

5.14	Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec roue Comefri T-HLE 200, $n = 267 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation ; (c) courbe de puissance mécanique du moteur ; (d) pertes de ventilateur, code de simulation.	113
5.15	Évolution des conditions moyennes à la sortie de la roue en fonction du débit pour la Comefri T-HLE 200, $n = 267 \frac{1}{s}$: (a) vitesses ; (b) angle.	114
5.16	Champ de vitesse à la sortie d'une roue à aubes inclinées vers l'arrière.	115
5.17	Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec la roue Proto-5 et le premier type de volute, $n = 150 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation ; (c) courbe de puissance mécanique du moteur ; (d) pertes de ventilateur, code de simulation.	117
5.18	Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec la roue Proto-5 et le premier type de volute pour différentes distributions de débit à l'entrée, $n = 150 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation ; (c) courbe de puissance mécanique du moteur ; (d) pertes globales de ventilateur, code de simulation.	119
A.1	Vue du montage expérimental.	123
A.2	Vue des modèles expérimentaux de la roue et de la volute.	124
A.3	Vue du système d'alimentation en eau du montage expérimental.	124
A.4	Vue de l'injecteur installé au centre de la roue expérimentale.	125
A.5	Vue de l'appareillage optique du système de <i>PIV</i>	125
A.6	Vue de l'appareil photographique : (a) installation sur l'arbre d'entraînement de la roue expérimentale, photographie dans le repère en rotation ; (b) installation sur le bassin, photographie dans le repère fixe du montage.	126
A.7	Vue de l'oscilloscope, du générateur de fréquences et de l'amplificateur de puissance. . . .	126

B.1	Structure de l'injecteur	128
B.2	Désalignement des disques de l'injecteur (amplification du désalignement pour la figure). .	129
B.3	Effet de l'épaisseur des disques sur le profil de vitesse à la sortie de l'injecteur.	130
B.4	Délimitation de la zone d'expérimentation : (a) bouts de l'injecteur dans la zone; (b) bouts de l'injecteur hors de la zone.	131
C.1	Schéma des événements du circuit de synchronisation	133
D.1	Interface graphique pour l'imposition des paramètres d'analyse d'une photographie de <i>PIV</i>	136
D.2	Pic de corrélation isolé pour l'interpolation du centre.	138
D.3	Photographie à triple exposition : (a) zone d'interrogation, expositions avec délais de temps de T_1 et T_2 ; (b) matrice solution de l'autocorrélation de la zone d'interrogation (avec <i>zero padding</i> de la matrice au préalable).	139
D.4	Points de repère sur les photographies de <i>PIV</i> : (a) roue expérimentale; (b) volute expérimentale; (c) injecteur, profil angulaire de vitesse; (d) injecteur, profil axial de vitesse.	143
D.5	Interface graphique pour la visualisation du champ de vitesse solutionné.	144
D.6	Interface graphique pour le calcul et le traçage de lignes de courant.	145
D.7	Correction de vecteurs vitesse : (a) avant correction; (b) après correction.	146
D.8	Validation du programme de traitement des photographies de <i>PIV</i> : (a) champ de traceurs généré; (b) champ de vitesse solutionné par le programme; (c) champ de vitesse après correction.	147
E.1	Calcul des coordonnées du centre du modèle expérimental, cas de la roue expérimentale. .	151
E.2	Erreur sur l'angle d'un vecteur vitesse : effet de l'interpolation du centre du pic de corrélation.	154

F.1	Repères et définitions des variables des éléments potentiels primaires : (a) élément situé à (x_e, y_e) , repère global; (b) élément à distribution constante, repère local (d'après Katz & Plotkin 1991).	156
H.1	Profil de vitesse volute seule sur S_1 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$	163
H.2	Profil de vitesse volute seule sur R_1 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures; (b) seconde série de mesures.	164
H.3	Profil de vitesse volute seule sur R_2 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures; (b) seconde série de mesures.	165
H.4	Profil de vitesse volute seule sur R_3 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures; (b) seconde série de mesures.	166
H.5	Profil de vitesse volute seule sur C_1 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures; (b) seconde série de mesures.	167
H.6	Profil de vitesse volute seule sur C_2 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures; (b) seconde série de mesures.	168
H.7	Profil de vitesse volute seule sur C_3 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures; (b) seconde série de mesures.	169
H.8	Profil de vitesse volute seule sur C_4 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures; (b) seconde série de mesures.	170
I.1	Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{ang} = 35^\circ$, $n = 0.21 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0104 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté suction; (f) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (g) angle <i>courbe moyenne</i>	172
I.2	Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{ang} = 35^\circ$, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0095 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (h) angle <i>courbe moyenne</i>	173

I.3	Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{ang} = 35^\circ$, $n = 0.63 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0079 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (g) angle <i>courbe moyenne</i>	174
I.4	Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{ang} = 65^\circ$, $n = 0.21 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0054 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (h) angle <i>courbe moyenne</i>	175
I.5	Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{ang} = 65^\circ$, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0057 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (h) angle <i>courbe moyenne</i>	176
I.6	Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{ang} = 65^\circ$, $n = 0.63 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0066 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (g) angle <i>courbe moyenne</i>	177
I.7	Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{ang} = 305^\circ$, $n = 0.21 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0057 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté suction; (f) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (g) angle <i>courbe moyenne</i>	178
I.8	Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{ang} = 305^\circ$, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0057 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (h) angle <i>courbe moyenne</i>	179
I.9	Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{ang} = 305^\circ$, $n = 0.63 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse <i>courbe moyenne</i> ; (g) angle <i>courbe moyenne</i>	180
J.1	Profils axiaux de vitesse à l'entrée d'un ventilateur, composante radiale de vitesse : (a) $\theta_{ang} = 0^\circ$; (b) $\theta_{ang} = 45^\circ$; (c) $\theta_{ang} = 90^\circ$; (d) $\theta_{ang} = 135^\circ$; (e) $\theta_{ang} = 180^\circ$; (f) $\theta_{ang} = 225^\circ$; (g) $\theta_{ang} = 270^\circ$; (h) $\theta_{ang} = 315^\circ$ (d'après Gohier & Grenier 1998). . . .	182
K.1	Définition des variables géométriques d'un ventilateur : (a) volute; (b) roue centrifuge. . .	184

Liste des tableaux

3.1	Paramètres, ventilateur résidentiel typique.	21
3.2	Nombres adimensionnels, ventilateur résidentiel typique.	22
3.3	Paramètres, modèle expérimental.	23
3.4	Nombres adimensionnels, modèle expérimental.	23
3.5	Nombres de Reynolds et angles d'attaque des pales de la roue expérimentale.	24
3.6	Bornes d'erreur des profils de vitesse mesurés.	33
3.7	Prérotations et débits induits par la volute à l'entrée de la roue expérimentale.	62
4.1	Champ de vitesse autour d'une source et d'un vortex : comparaison de la solution exacte et de la solution du code numérique, $\sigma_1 = 1 \text{ m}^2/\text{s}$, $\lambda_1 = 3 \text{ m}^2/\text{s}$, $ \vec{r}_1 = 0.5 \text{ m}$, 30 panneaux.	83
4.2	Conservation de la masse dans la volute en fonction du degré de discrétisation et du type d'élément potentiel utilisé.	84
D.1	Comparaison des écarts entre les vecteurs vitesse solutionnés et la solution exacte.	148
E.1	Valeurs typiques et erreurs des paramètres pour le calcul d'un vecteur vitesse.	150
E.2	Bornes d'erreur de positionnement d'un vecteur vitesse par rapport aux repères locaux des modèles expérimentaux.	155

F.1	Normes des vecteurs vitesse induits par les éléments potentiels primaires au point P, formulation de Hess & Smith [Katz & Plotkin 1991].	157
K.1	Caractéristiques géométriques du modèle expérimental de roue centrifuge.	185
K.2	Caractéristiques géométriques du modèle expérimental de volute.	185
K.3	Caractéristiques géométriques de la roue Beckett.	186
K.4	Caractéristiques géométriques de la roue Comefri T-HLE 200.	186
K.5	Caractéristiques géométriques de la roue Proto 5.	187
K.6	Caractéristiques géométriques de la volute du premier type.	187
K.7	Caractéristiques géométriques de la volute du second type.	188

Chapitre 1

Introduction

De l'industrie provient une demande de plus en plus marquée pour le développement d'outils numériques pour la conception de turbomachineries. Cette approche permet de diminuer les coûts et le temps de recherche et développement. Ce présent projet s'inscrit dans ce cadre, le but principal étant de créer un outil de simulation de l'aérodynamique interne d'un ventilateur centrifuge, ou type *cage d'écureuil*.

Les performances aérodynamiques et acoustiques de ce type d'appareil sont déterminées par sa configuration et les conditions d'opération. Actuellement, la littérature comporte très peu d'études approfondies sur les ventilateurs centrifuges ; ceux-ci sont conçus de façon empirique. C'est donc par un long et coûteux processus expérimental que l'entreprise parvient à s'approcher des spécifications aérodynamiques et acoustiques désirées. Pour remédier aux lacunes de ce processus empirique, il est alors souhaitable de disposer d'un outil de simulation et de conception aérodynamique et acoustique pour ce type de ventilateur.

1.1 Définition du problème à étudier

Le projet de recherche vise donc la création d'un outil de simulation de l'aérodynamique interne d'un ventilateur centrifuge. Cette simulation doit permettre de calculer les courbes de ventilation et de rendement d'un ventilateur en fonction de la géométrie donnée pour la roue et la volute. De plus, étant donné que les ressources informatiques de l'industrie

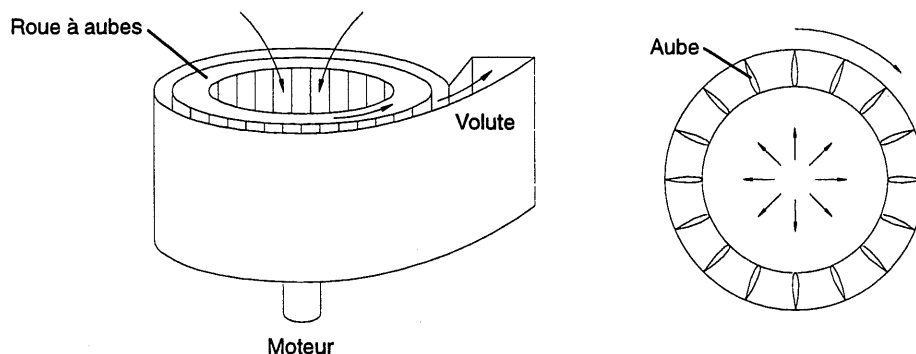


FIG. 1.1: Schéma d'un ventilateur centrifuge de type "cage d'écureuil".

sont habituellement restreintes, le code doit être en mesure de fonctionner sur un simple micro-ordinateur et le temps de calcul doit être *raisonnable*. Ces deux contraintes limitent donc grandement la complexité du modèle numérique utilisé.

Afin d'atteindre ces objectifs, le projet est divisé en quatre volets principaux¹ :

- 1- création et validation d'un outil numérique pour la simulation 2-D de l'aérodynamique de la roue ;
- 2- création et validation d'un outil numérique pour la simulation 2-D de l'aérodynamique de la volute ;
- 3- couplage des deux outils et validation de l'approche bidimensionnelle ;
- 4- création d'un outil de simulation 3-D par la corrélation expérimentale de l'outil couplé 2-D avec les performances de ventilateurs instrumentés.

Chacun de ces volets comporte également des activités visant à établir des stratégies de conception pour le type de ventilateur en question. Le développement du code de simulation de l'aérodynamique de la roue (volet 1) est présenté dans le mémoire de Tardif (1999). Ce présent mémoire de maîtrise traite donc des volets 2, 3 et 4 ainsi que la validation de l'outil du volet 1.

¹Brouillette (1996) décrit plus en détail l'approche utilisée pour la modélisation de l'aérodynamique interne d'un ventilateur.

1.2 Contenu du mémoire

Le chapitre 2 traite de l'état des connaissances concernant les caractéristiques aérodynamiques des ventilateurs et pompes centrifuges. En premier lieu, on retrouve la visualisation quantitative et qualitative de ces écoulements. En second lieu, il est question des différentes approches utilisées pour la modélisation numérique de l'aérodynamique interne d'un ventilateur ou d'une pompe type centrifuge. Finalement, on retrouve une revue concernant la vélocimétrie par imagerie de particules. Cette technique est utilisée dans ce présent projet afin de quantifier les profils de vitesse à l'intérieur d'un modèle de ventilateur.

Le chapitre 3 traite de la facette expérimentale du projet. Les outils expérimentaux développés ont pour but d'obtenir des mesures de profils de vitesse dans des modèles afin de valider les codes numériques de simulation de la roue et de la volute. Donc, on retrouve d'abord l'approche utilisée pour le design des modèles expérimentaux de la roue et de la volute. Puis les différentes composantes du montage expérimental sont présentées. Par la suite, on décrit le système de vélocimétrie par imagerie de particules développé dans le cadre du projet. Finalement, on présente les différents profils de vitesses mesurés pour fins de validation des codes numériques.

Le chapitre 4 traite de la modélisation de l'aérodynamique interne d'une volute de ventilateur (volet 2). On retrouve les hypothèses posées, le modèle et le traitement numérique choisis ainsi que son implémentation. La comparaison entre les profils de vitesse calculés par le modèle numérique et les données expérimentales, obtenues au chapitre précédent, est également effectuée.

Le chapitre 5 aborde le développement du code de ventilateur. On parle d'abord des effets tridimensionnels que l'on retrouve dans un ventilateur réel (volet 4). Par la suite, on traite de l'intégration des codes de simulation de la roue et de la volute en un seul code (volet 3). Puis, on procède à une comparaison entre des courbes de ventilation et de rendement mesurées sur différents ventilateurs instrumentés et les courbes obtenues à partir du code de simulation de ventilateur.

Finalement, on discute au chapitre 6 des différents résultats de ce projet.

Chapitre 2

État des connaissances

2.1 Généralités sur les ventilateurs centrifuges

Les ventilateurs sont des appareils utilisés pour le transport d'un gaz pur ou chargé de particules solides ou liquides. Il existe principalement deux types de ventilateur : axial et centrifuge. Les ventilateurs de type centrifuge sont principalement constitués d'une roue à aubes et d'une volute (figure 1.1). La roue à aubes, dont la rotation est assurée par un moteur, augmente l'énergie cinétique du gaz qui la traverse. Pour ce faire, le fluide reçoit une accélération tangentielle et le travail effectué se manifeste par une augmentation de la quantité de mouvement angulaire. Cette énergie cinétique est ensuite transformée en pression par l'intermédiaire de la volute ; la volute agit comme un diffuseur. Par ce processus, la pression statique du gaz est plus élevée à la sortie qu'à l'entrée du ventilateur : cette augmentation est nécessaire pour contrer les pertes de charge qui surviennent en aval (caisson, tuyauterie, etc.).

Les ventilateurs peuvent entraîner des débits allant de 0.01 à 1000 m³/s et des pressions de refoulement de 10 à 2500 Pa [Thin 1956]. Lors d'analyses, l'écoulement interne est généralement considéré comme étant incompressible. Selon le débit entraîné et la taille du ventilateur, l'écoulement peut être laminaire ou turbulent, avec ou sans zone de transition.

Selon l'angle de sortie β_2 des aubes de la roue, les ventilateurs centrifuges peuvent être classés en trois catégories : aubes inclinées vers l'arrière, aubes radiales ou aubes in-

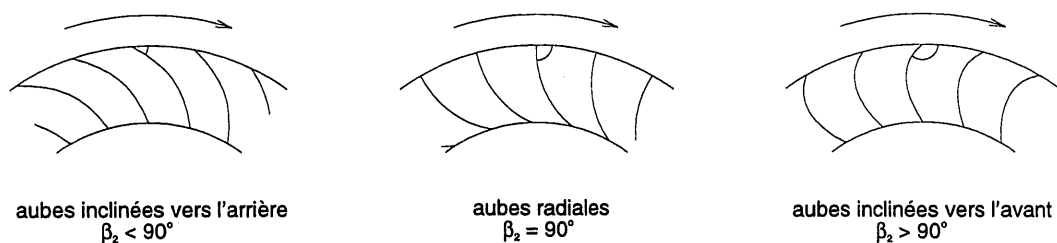


FIG. 2.1: Types de ventilateurs centrifuges.

clinées vers l'avant (figure 2.1). Habituellement, la roue d'un ventilateur industriel possède un nombre réduit d'aubes (6-16) radiales ou inclinées vers l'arrière ; le rapport de la corde sur le diamètre extérieur de la roue est grand. Cette configuration favorise des débits modérés mais permet d'atteindre des rendements énergétiques élevés. À l'opposé, les aubes des ventilateurs résidentiels sont inclinées vers l'avant, sont plus nombreuses (30-60) et ont une corde plus courte. Malgré les rendements inférieurs obtenus, cette configuration leur permet de produire un plus grand débit et une plus forte surpression.

Finalement, à cause d'un nombre plus important d'applications, d'une plus grande taille et d'une géométrie plus simple, les ventilateurs centrifuges industriels ont suscité plus d'intérêt par le passé auprès des chercheurs que les ventilateurs résidentiels ou commerciaux. Ainsi, autant en ce qui a trait aux études expérimentales que théoriques, la littérature traite généralement des ventilateurs industriels.

2.2 Aérodynamique interne des ventilateurs centrifuges

2.2.1 Études expérimentales

Les études expérimentales menées antérieurement portent principalement sur les compresseurs centrifuges de turbo-machines, pompes centrifuges, et ventilateurs industriels. Ces études concernent la mesure et la visualisation de l'écoulement interne ainsi que des conditions d'entrée et de sortie. Par exemple, Cheng & Yuen (1987), à l'aide d'injection de fumée, ont visualisé l'écoulement dans le divergent de la volute d'un ventilateur pour en améliorer l'efficacité. Kind & Tobin (1990) ont mesuré, à l'aide d'une sonde de pression à cinq prises, les détails du champ de vitesse à l'entrée et à la sortie des roues pour qualifier les écoulements

secondaires et relier leurs caractéristiques à la performance du ventilateur. Ces derniers ont observé la présence d'écoulements séparés complexes sur les aubes ainsi qu'à l'entrée du ventilateur où l'écoulement doit changer brusquement de direction (figure 2.2). À l'entrée de la roue, le profil de vitesse radiale n'est pas axisymétrique et uniforme sur l'épaisseur de la roue : il dépend des positions axiale et angulaire considérées par rapport à la volute.

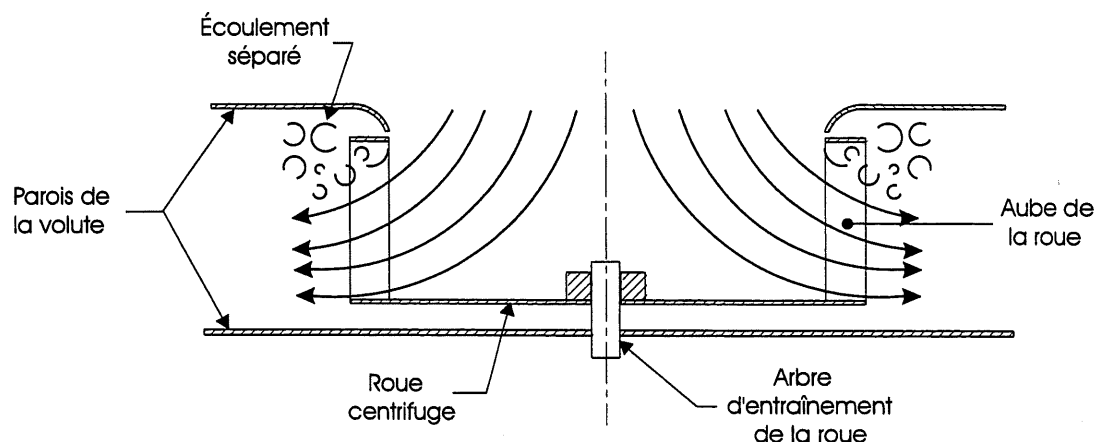


FIG. 2.2: Vue de coupe de l'écoulement à l'entrée d'un ventilateur centrifuge (d'après Kind & Tobin 1990).

Le phénomène d'écoulement asymétrique a été aussi observé par Liu *et al.* (1994) pour une pompe radiale et Miner *et al.* (1989) pour une pompe à aubes inclinées vers l'arrière. Ces derniers utilisaient la technique d'anémométrie laser par effet Doppler. Liu *et al.* ont noté la présence de zones de recirculation du côté basse pression des pales et le décollement de la couche limite à la paroi de la volute, près de la sortie, aux environs de 40% du débit de design de la pompe. Miner *et al.* ont déterminé que la majorité de l'écoulement à l'intérieur de la volute se rapprochait d'un "vortex-libre" et que le jet à la sortie de la roue, entre deux pales, se dissipait rapidement à l'intérieur de la volute.

Kjörk & Löfdahl (1989) ont mesuré à l'aide d'un fil chaud les trois composantes de vitesse et les contraintes de Reynolds (reliées au niveau de turbulence de l'écoulement) à l'intérieur d'une roue de ventilateur industriel comportant neuf aubes inclinées vers l'arrière. Leurs résultats ont montré que l'écoulement était attaché aux aubes avec un profil de vitesse radiale quasi linéaire entre les aubes, au point d'opération de design de l'appareil. De même, les vitesses obtenues étaient généralement plus élevées au fond du ventilateur (surface opposée à l'entrée), confirmant la présence d'une région de recirculation à l'entrée du venti-

lateur. D'autres études similaires ont également été effectuées sur des roues à aubes inclinées vers l'arrière [Howard & Kittmer 1975, Murakami *et al.* 1980] pour mesurer les champs de vitesse et les caractéristiques de l'écoulement dans diverses conditions d'opération. Finalement, Madhavan *et al.* (1985) ont étudié le décrochage en cascades sur les pales d'un ventilateur.

Les travaux utilisant la technique de la vélocimétrie par imagerie de particules (voir section 2.3) ont révélé une quantité importante d'informations concernant la structure de l'écoulement puisque, par cette technique, il est possible de déterminer quantitativement le champ de vitesse complet à l'intérieur d'un plan d'observation. Paone *et al.* (1989) ont utilisé la vélocimétrie par imagerie de particules pour étudier l'écoulement dans une volute de pompe. En comparant les mesures avec celles obtenues par un système d'anémométrie laser, ils en sont venus à la conclusion que le *PIV* était un outil précis et très intéressant pour mieux comprendre l'aérodynamique interne des turbomachines. Dong, Chu et Katz, à l'aide de cette technique, ont pu mesurer les trois composantes du champ de vitesse (radiale, tangentielle et axiale) à l'intérieur d'une pompe, sur de grandes régions (1992). Avec les données, ils ont calculé la vorticité (1992), le champ de pression (1993, 1995) ainsi que les contraintes de Reynolds (1992).

Ces mesures ont mis en relief le caractère instationnaire et asymétrique de l'écoulement autour de la roue et à l'intérieur de la volute, plus particulièrement près du "cut-off". Comme résultats, ils ont entre autres déterminé que la perte due à la turbulence à l'intérieur de la volute (contraintes de Reynolds)   tait de même importance que la perte due au frottement sur les parois et pouvait représenter jusqu'à 14% de la quantité de mouvement angulaire totale.   galement, ils ont remarqué que le niveau de bruit, mesuré à l'aide d'un hydrophone à la sortie de la volute, était maximal lors de la présence d'un différentiel de pression maximal de chaque côté du "cut-off" et lorsque le front du "jet" sortant entre deux pales frappait ce même "cut-off" : ils ont ainsi relié une partie du bruit généré à des vibrations du "cut-off". Finalement, ils ont déterminé qu'une distance roue-"cut-off" repr  santant 20% du rayon de la roue permettait de diminuer le niveau de bruit sans trop pénaliser les performances de la pompe (1993, 1995). Shepherd *et al.* (1993) ont aussi utilisé le *PIV* mais pour l'étude de l'écoulement dans un ventilateur. Ils ont visualisé l'interaction du vortex de bout de pale avec le "cut-off".

Finalement, certains auteurs ont tenté de diminuer la zone de séparation observée dans le haut de la roue des ventilateurs afin d'en augmenter le rendement global. Vadari *et al.* (1996) ont rajouté un déflecteur à l'entrée de la roue (figure 2.3).

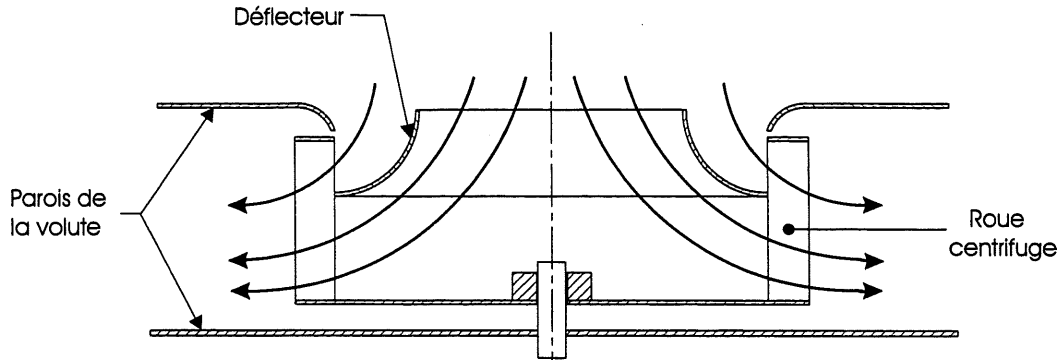


FIG. 2.3: Vue de coupe d'un ventilateur : rajout d'un déflecteur dans la section d'entrée (d'après Vadari *et al.* 1996).

Même en n'optimisant que peu la forme et la position du déflecteur, ils ont quand même réussi à diminuer le bruit aérodynamique de 3 dB au point d'opération de surpression maximale. Toutefois, aucun gain de surpression n'a été obtenu. À l'aide d'un tube de pitot, ils ont observé un profil de vitesse plus uniforme à la sortie de la volute lorsque le déflecteur est installé. Montazerin *et al.* (1998) ont quant à eux étudié l'effet de la forme de la bouche d'entrée d'un ventilateur (figure 2.4).

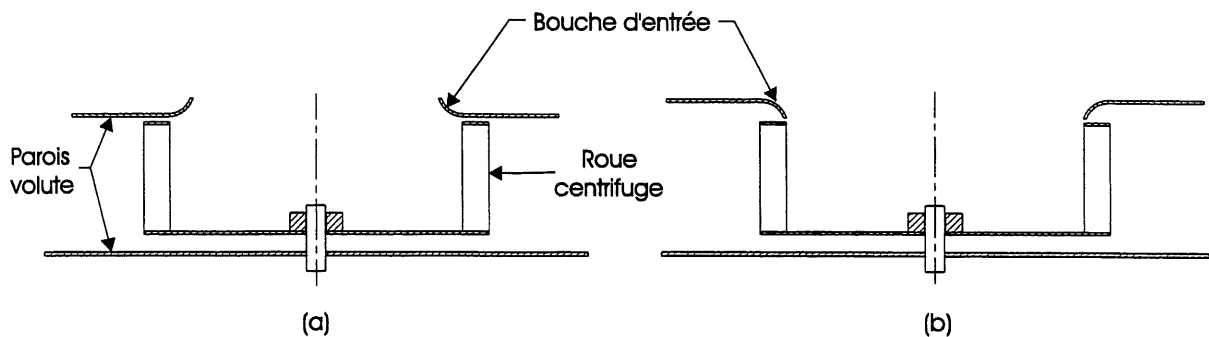


FIG. 2.4: Vue de coupe d'un ventilateur : (a) bouche d'entrée à courbure externe, (b) bouche d'entrée à courbure interne (d'après Montazerin *et al.* 1998).

Ils ont observé que, pour le ventilateur étudié, la bouche d'entrée à grand rayon de courbure externe permettait de diminuer la zone de séparation dans la roue ainsi que d'augmenter la surpression à la sortie, pour un même débit. Les mesures de champ de vitesse

ont été effectuées à l'aide d'un système d'anémométrie laser à effet Doppler.

2.2.2 Études théoriques

Les outils disponibles pour étudier et optimiser les performances aérodynamiques des ventilateurs centrifuges vont du modèle théorique 1-D pour un fluide parfait jusqu'à la simulation numérique tridimensionnelle avec un modèle de turbulence. Il est évident que la qualité des résultats obtenus par les approches numériques s'améliore avec la complexité du modèle utilisé. Cependant, l'utilisation de modèles complexes nécessite un temps de développement élevé, des ressources de calcul importantes et des coûts prohibitifs.

D'abord, l'étude quasi 1-D des ventilateurs centrifuges se base sur l'équation d'Euler qui relie la surpression produite avec la cinématique de l'écoulement à l'entrée et à la sortie de la roue [Osborne 1977, Eck 1973]. Cette théorie peut être corrigée pour tenir compte du fait que l'écoulement est quasi irrotationnel par l'application d'un facteur de glissement [Stodola 1927, Kearton 1933, Stanitz 1952]. L'analyse quasi 1-D pour un fluide parfait peut être modifiée par un ensemble de facteurs de correction, surtout empiriques, pour tenir compte des divers mécanismes de pertes. Ainsi, Dick et Belkacemi (1991) ont proposé un modèle semi-empirique, comprenant plusieurs constantes "universelles", qui parvient à reproduire des données expérimentales à $\pm 10\%$ pour certaines configurations de pompes et de ventilateurs. L'avantage marqué de cette approche est la facilité d'effectuer des études paramétriques sur la géométrie d'un ou plusieurs composants. Les inconvénients se situent surtout au niveau de "l'universalité" des corrélations utilisées qui nécessitent un grand effort de validation expérimentale et au fait que cette approche globale ne se prête pas directement à l'optimisation des performances acoustiques. En général, la théorie quasi 1-D pour un fluide parfait ne peut fournir qu'une indication qualitative quant à la courbe de ventilation (pression *vs* débit) pour une géométrie donnée et, par le fait même, ne constitue pas un outil de conception performant.

D'autre part, Kind (1996) a proposé une autre méthode quasi 2-D et semi-empirique pour la prédiction des performances de ventilateurs centrifuges de type cage d'écureuil. Selon cette approche, le ventilateur est divisé en trois zones principales : l'entrée, la roue et la volute. Chacune de ces zones est discrétisée en éléments. L'écoulement dans les zones

et éléments ainsi que les interactions entre elles sont modélisés par l'utilisation d'équations de conservation appropriées et de corrélations empiriques. Entre autres, la simulation de la région de la roue est basée sur des mesures expérimentales effectuées sur une cascade d'aubes concentrées, inclinées vers l'avant. Les courbes de ventilation prédites sont raisonnablement en accord avec celles mesurées sur des ventilateurs, au débit de design et aux débits supérieurs. Malgré la simplicité de la méthode, celle-ci tient compte des principales caractéristiques de l'écoulement et les interactions entre les différentes zones. Cependant, à cause du grand nombre de relations empiriques utilisées, surtout concernant l'écoulement autour des pales, la méthode demanderait d'être validée sur un plus grand nombre de ventilateurs et de conditions d'opération.

Une autre méthode semi-empirique bidimensionnelle a été présentée par Qi *et al.* (1996) pour le calcul de la forme optimale de la volute. Dans cette approche, la volute est discrétisée en secteurs à l'aide de lignes radiales et de courbes s'apparentant à des lignes de courants, partant de différents points à la sortie de la roue et se prolongeant jusqu'à la sortie de la volute. La courbe externe est considérée comme étant la paroi de la volute. Par un processus itératif, l'évolution des paramètres d'entrée (vitesse, angle des vecteurs vitesse, pression et enthalpie) est calculée sur les différentes courbes de discrétisation par des équations d'état. Le critère de convergence est que le débit entre deux courbes est conservé; l'angle de développement de chacune des courbes de discrétisation est ainsi modifié à chaque itération (et par le fait même la forme de la volute) afin de satisfaire cette condition. Un facteur d'efficacité est attribué à chaque courbe.

Cette méthode permet de traiter des conditions d'écoulements asymétriques à la sortie de la roue. En supposant des conditions axisymétriques à la sortie de la roue et une efficacité de 100 % pour chaque courbe, on retrouve une volute dont la forme est issue d'un développement exponentiel. En redessinant la volute de deux ventilateurs commerciaux par cette technique, Qi *et al.* ont obtenu des gains concernant la pression de sortie et le niveau de bruit : ils ont attribué ces gains à une distribution moins asymétrique des conditions de sortie de la roue. Cette méthode présente toutefois certains inconvénients. Premièrement, l'attribution des facteurs d'efficacité pour les différentes courbes repose uniquement sur "l'expérience" du designer. Également, cette méthode suppose que les conditions de sortie de la roue sont connues au préalable. Finalement, les conditions de sortie de la roue se retrouvent modifiées

par la nouvelle forme de la volute. Il faut ainsi mesurer de nouveau les conditions de sortie de la roue avec cette nouvelle forme de volute et recalculer la forme de la volute ; on se retrouve face à un processus itératif dépendant de mesures expérimentales.

Par ailleurs, à un niveau de complexité plus élevé, on retrouve les approches numériques 2-D et 3-D pour un fluide parfait ou visqueux. La plupart de ces travaux sont dirigés non pas vers l'étude des ventilateurs mais plutôt vers celle des compresseurs centrifuges pour les turbines à gaz. Dans cette catégorie, on retrouve tout le spectre des simulations allant du 2-D potentiel [Stanitz 1952], au 3-D potentiel avec calcul distinct pour la couche limite [Gao & Kamamoto 1993, Zangeneth 1993], au 3-D non-visqueux [Fatsis *et al.* 1995] et jusqu'au 3-D visqueux avec modèle de turbulence à l'aide d'un code commercial [Howard & Ashrafi-zaadeh 1994]. Beaucoup moins de résultats existent pour les ventilateurs centrifuges et les configurations calculées se rapportent surtout aux ventilateurs industriels de grande taille et à des géométries simplifiées. Par exemple, Yamamoto & Kawahashi (1995) ont proposé un modèle potentiel simple en 3-D, sans effet de viscosité, pour une roue avec des aubes droites.

Parmi les autres modèles intéressants, on peut noter le modèle potentiel bidimensionnel de Miner *et al.* (1992) solutionné à l'aide d'une méthode d'éléments finis. Le calcul était effectué pour une pompe à quatre aubes inclinées vers l'arrière. Miner a "simulé" le caractère instationnaire de l'écoulement à l'intérieur de la volute, causé par la rotation de la roue, en effectuant les calculs pour différentes positions angulaires de la roue par rapport à la volute. Par ce modèle, Miner a pu calculer l'asymétrie de l'écoulement due à l'interaction roue-volute : en certains points, la vitesse à la sortie de la roue pouvait différer de 25% de la vitesse moyenne, même au débit de design. En comparant les mesures expérimentales de champ de vitesse et les résultats numériques, ils ont obtenu un écart maximal de 17% pour les vitesses et de deux degrés pour les angles des vecteurs vitesse à la sortie de la roue, au débit de design [Miner *et al.* 1989]. Badie et Jonker (1994) ainsi que Jonker *et al.* (1993, 1997) ont également utilisé un modèle potentiel bidimensionnel, solutionné par éléments finis, pour étudier respectivement la structure de l'écoulement le long des pales d'une pompe ainsi que près du "cut-off" et pour calculer les forces agissant sur l'arbre de la roue dues à l'asymétrie de l'écoulement.

Finalement, Albano (1979) et Morfiadakis *et al.* (1991) ont utilisé une méthode

d'éléments de frontière (ou méthode de panneaux) pour résoudre l'écoulement potentiel bidimensionnel à l'intérieur d'une pompe. Les éléments de frontière sont distribués aux parois des pales et de la volute ainsi qu'à la sortie de la volute. Une condition de Kutta instationnaire est utilisée au bord de fuite des pales pour simuler la génération de vorticité à ce bord de fuite. Dans les deux cas, la courbe débit-pression calculée s'approche  t à tout le moins qualitativement de la courbe expérimentale.

2.3 Vélocimétrie par imagerie de particules

Pour le présent projet, la technique de la vélocimétrie par imagerie de particules, ou *PIV*, a été choisie afin de mesurer le champ de vitesse à l'intérieur des modèles expérimentaux de la roue et de la volute.

2.3.1 Généralités sur la technique du *PIV*

Le *PIV* est une technique de visualisation quantitative d'écoulements fluides. La technique existe depuis un peu plus d'une dizaine d'années et jouit d'avantages marqués par rapport aux techniques conventionnelles (an  m  trie par fil chaud ou laser par effet Doppler, tube de pitot, etc).

Premièrement, elle est quasi non-intrusive c'est-à-dire qu'il n'y a pas de sonde ou autre appareil installé dans l'écoulement, au risque d'en modifier la nature. Deuxièmement, le *PIV* permet de déterminer en une seule mesure le champ de vitesse pour un secteur complet, dans un plan. Avec l'an  m  trie à fil chaud, par exemple, les mesures ne peuvent qu'être prises localement (point par point). Troisièmement, comme le champ de vitesse est quantitativement déterminé pour une région complète, il est alors possible à partir de ce champ de calculer d'autres propriétés locales comme la vorticité. Finalement, le *PIV* peut être utilisé pour une grande variété d'écoulements (incompressible, compressible, turbulent, supersonique, zones de combustion, eau, air, etc).

Ce sont les deux premiers avantages du *PIV* qui nous ont amené à choisir cette technique pour le projet.

2.3.2 Principe de la technique du *PIV*

La description de la technique est à titre indicative puisqu'il existe une panoplie de variantes adaptées aux différents types d'écoulement étudiés et aux ressources techniques disponibles à l'expérimentateur.

L'écoulement à étudier est tout d'abordensemencé de minuscules traceurs, typiquement de 1 à 100 μm de diamètre (figure 2.5). Leur densité doit être comparable à celle du fluide et leur taille petite afin de minimiser les écarts de vitesse et de trajectoire entre les traceurs et le fluide les entraînant. Par la suite, la région d'intérêt est illuminée à l'aide d'une "tranche" de visualisation, habituellement produite à partir d'un laser et d'une lentille cylindrique. Un médium d'enregistrement (appareil photographique, caméra digitale, etc) est positionné perpendiculairement à la tranche de visualisation afin d'imager la lumière réfléchié par les traceurs.

Pour mesurer un champ de vitesse, on prend deux images de la région d'intérêt en un très court délai de temps Δt (5 μs à 5 ms typiquement). Chaque image est par la suite discrétisée en zones d'interrogation (i, j) : ces zones d'interrogation représentent dans la région d'intérêt un quadrillage dont les éléments ont typiquement de un à dix millimètres de côté. La taille de ces zones d'interrogation et le délai entre les deux images sont choisis de façon que la majorité des traceurs présents dans une zone d'interrogation parcourent la même distance et demeurent dans la même zone d'interrogation entre les deux images.

On effectue par la suite une corrélation croisée entre les zones d'interrogation correspondantes de chacune des images, soit la zone (i, j) de la première image avec la zone (i, j) de la seconde image : cette corrélation permet de mesurer le déplacement moyen $\Delta \vec{s}_{i,j}$ des traceurs dans la zone d'interrogation (i, j) entre les deux images. Avec ce déplacement moyen et le délai de temps Δt entre les deux images, on obtient alors le vecteur vitesse $\vec{V}_{i,j}$ de la zone d'interrogation considérée. En procédant ainsi pour toutes les zones d'interrogation, on obtient le champ de vitesse dans la région observée.

Les techniques pour la prise des photographies et les méthodes d'analyse ont beaucoup évolué depuis les dernières années avec l'apparition de processeurs de plus en plus rapides et le développement de caméras digitales à haute résolution. Il est maintenant pos-

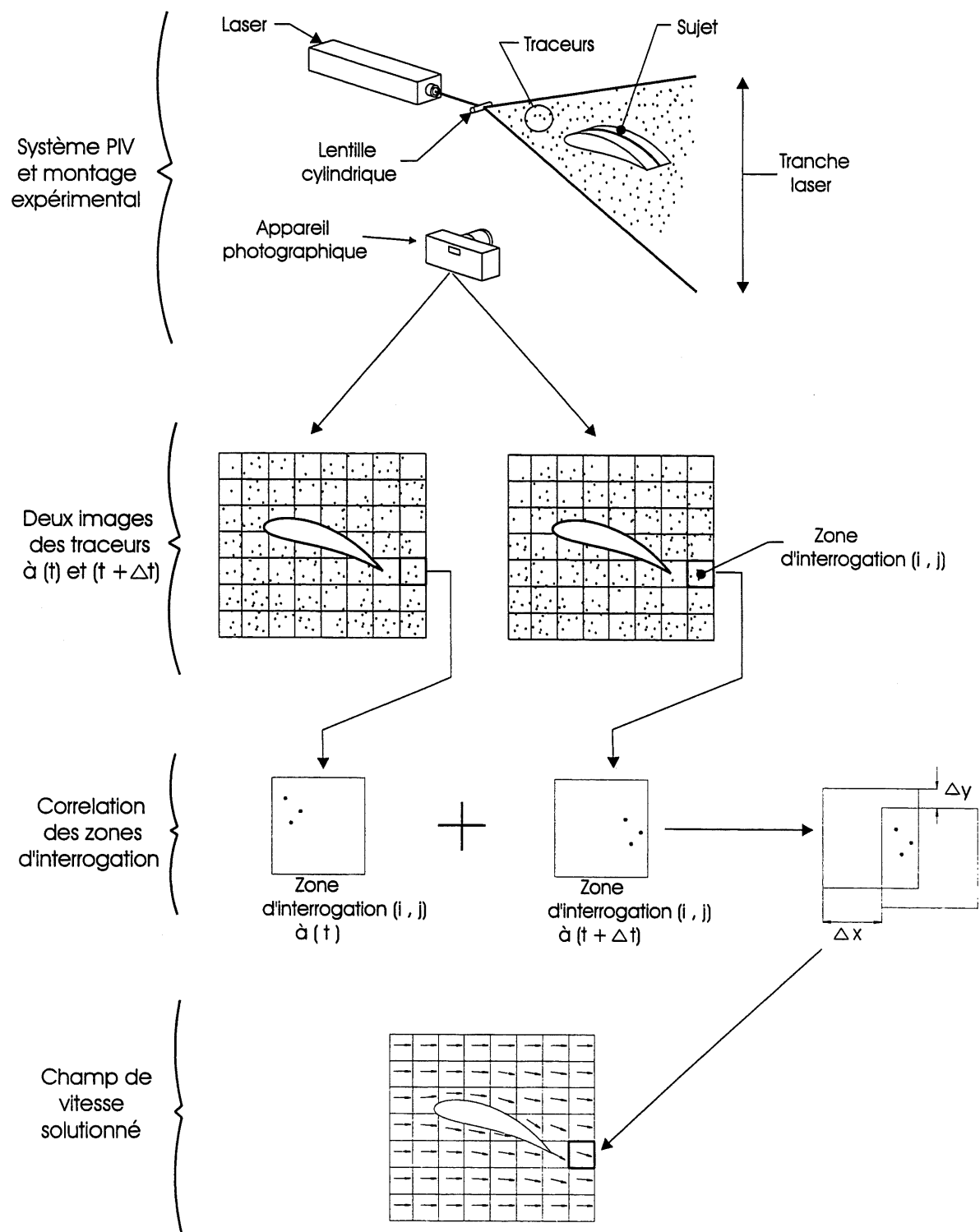


FIG. 2.5: Système typique de vélocimétrie par imagerie de particules

sible d'acquérir des systèmes commerciaux entièrement automatisés pouvant donner presque *instantanément* le champ de vitesse de la zone étudiée. On retrouve dans la littérature de nombreuses références afin d'orienter le choix concernant les paramètres du système de *PIV* à utiliser, en fonction des caractéristiques de l'écoulement fluide étudié, ainsi que la prise et le traitement des données. On peut souligner entre autres Adrian *et al.* (1985), Adrian (1991), Agui *et al.* (1987), Lourenco *et al.* (1995), Lourenco (1996) et Udrea (1996).

2.3.3 Caractéristiques particulières du système de *PIV* développé pour le projet

La différence majeure entre la précédente description de la technique et le système utilisé pour ce présent projet se situe au niveau de la photographie du champ de traceurs.

En effet, le médium d'enregistrement utilisé est un appareil photographique 35 mm (section 3.3.2). Or, cet appareil est beaucoup trop lent pour obtenir les deux images des traceurs sur deux photographies distinctes ; les deux images sont donc captées sur une même photographie.

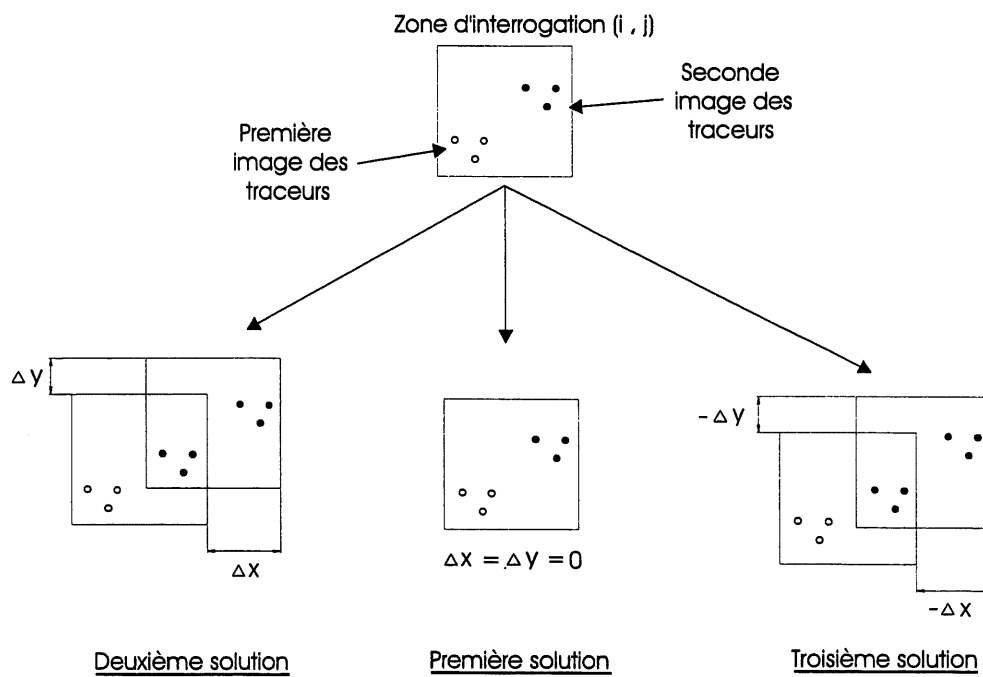
Pour obtenir le champ de vitesse, on discrétise toujours la photographie unique en zones d'interrogation (i, j). Mais cette fois, une *autocorrélation* de chaque zone d'interrogation permet de mesurer le déplacement moyen des traceurs $\Delta \vec{s}_{i,j}$ (figure 2.6).

Toutefois, l'autocorrélation a des inconvénients. Premièrement, l'autocorrélation ne distingue pas les régions stagnantes d'un domaine puisqu'elle donne toujours, comme première solution de corrélation, la juxtaposition exacte de l'image sur elle-même, soit le pic de corrélation propre. La figure 2.6a montre cette "première solution" tandis que la figure 2.6b illustre le pic de corrélation propre associé apparaissant dans la matrice-solution de l'autocorrélation. En d'autres mots, l'autocorrélation ne peut pas déterminer si les traceurs apparaissant sur la photographie proviennent de la même image ou de deux images distinctes. Or, un écoulement stagnant produit deux images de traceurs exactement superposées l'une sur l'autre ; la photographie obtenue est la même que si une seule image avait été prise.

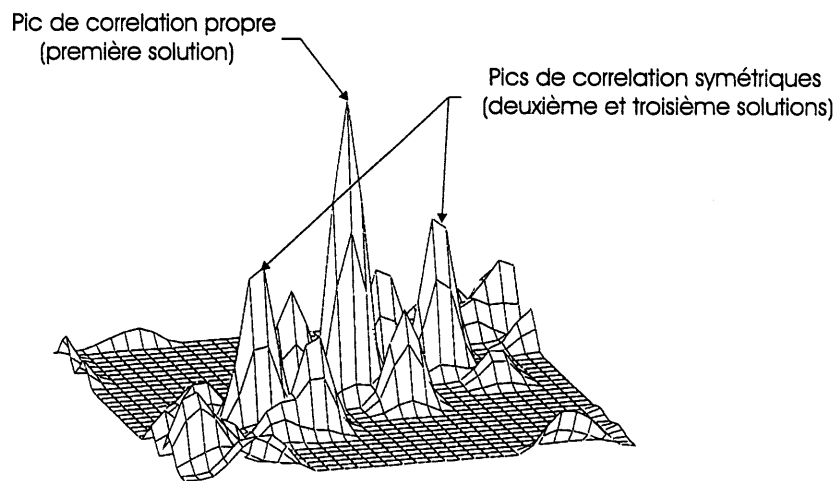
Le second inconvénient est l'ambiguïté directionnelle. L'autocorrélation ne peut pas

distinguer quels traceurs appartiennent à la première image et quels traceurs appartiennent à la seconde image : on ne peut donc pas déterminer la direction de la trajectoire des traceurs (figure 2.6a, “deuxième solution” et “troisième solution”). L'autocorrélation donne donc deux pics de corrélation symétriques correspondant à chacune des directions (figure 2.6b).

Il existe certaines techniques afin d'éliminer ces problèmes d'ambiguïté directionnelle et de régions stagnantes [Lourenco 1996]. Toutefois, il n'est pas nécessaire d'appliquer ces techniques pour la présente série d'expériences puisqu'il n'y a pas de région stagnante à l'intérieur des modèles de roue et de volute (sauf très près des points de stagnation). Également, sauf à l'intérieur d'un sillage, la direction de l'écoulement est toujours *a priori* connue. Donc, l'utilisation de l'autocorrélation pour la présente série d'expériences ne présente pas d'inconvénient majeur.



(a)



(b)

FIG. 2.6: Autocorrélation d'une zone d'interrogation : (a) solutions principales de corrélation ; (b) matrice-solution de l'autocorrélation.

Chapitre 3

Quantification du champ de vitesse à l'intérieur des modèles de roue et de volute

Ce chapitre décrit la méthode utilisée pour mesurer des profils de vitesse à l'intérieur d'un modèle expérimental de ventilateur afin de valider les codes de simulation numérique de la roue et de la volute.

Tout d'abord, on introduit la démarche suivie pour définir les caractéristiques des modèles expérimentaux de la roue et de la volute. Par la suite, on décrit le montage expérimental utilisé, le système de *PIV* développé ainsi que la procédure expérimentale utilisée pour mesurer les profils de vitesse. Finalement, on présente les résultats obtenus.

3.1 Sélection des modèles expérimentaux

3.1.1 Contraintes du montage expérimental

Les contraintes liées au montage expérimental sont :

- 1) les vitesses mesurées doivent être de moins de 1 m/s ;
- 2) une dizaine de points de mesures doivent pouvoir être pris le long d'une pale et entre deux pales adjacentes ;

- 3) l'écoulement dans le montage est bidimensionnel ;
- 4) une pompe commerciale doit être en mesure d'alimenter les modèles de roue et de volute au débit nécessaire ;
- 5) la tranche laser doit éclairer toute la région entre deux pales ;

La première contrainte s'explique par les limitations du système de *PIV* utilisé pour ce projet. Le principal composant de ce système, élaboré à partir des équipements disponibles au laboratoire, est le laser (section 3.3.1). Plus la puissance du laser d'un système de *PIV* est importante, plus le temps d'exposition nécessaire pour imager les traceurs sur le médium d'enregistrement est court, donc plus la vitesse maximale solutionnable est élevée. Or, la puissance du laser disponible limite le système de *PIV* à solutionner une vitesse maximale d'écoulement, dans des conditions idéales, d'environ 1 m/s [Lourenco 1996]. De plus, cette vitesse limite est pour le cas où les mesures sont effectuées dans un liquide, généralement de l'eau. En effet, dans un liquide, les traceurs utilisés peuvent être de taille plus imposante et réfléchissent alors une quantité plus importante de lumière [Adrian & Yao 1985]. Donc, pour ces raisons, les modèles expérimentaux utilisent l'eau comme milieu ambiant.

La seconde contrainte est un nombre de points de mesure jugé suffisant pour valider un profil de vitesse calculé par le code de simulation de la roue. Or, des expériences préliminaires effectuées avec le système de *PIV* développé ont montré que la dimension d'une zone d'interrogation pouvant être facilement obtenue est de l'ordre de 5 mm : la corde des pales doit donc être au moins de l'ordre de 50 mm.

La troisième contrainte résulte du fait que la série de mesures expérimentales a pour but de valider des codes de simulation supposant un écoulement bidimensionnel. Ainsi, il a été jugé que le rapport entre l'épaisseur de la roue et son rayon doit au minimum être de l'ordre de 1. Une roue plus épaisse aurait impliqué un débit plus important ne pouvant être généré par une pompe commerciale disponible (contrainte 4). Le design de l'injecteur au centre de la roue (section 3.2) a fait l'objet d'une attention particulière pour s'approcher de cette bidimensionnalité.

La quatrième contrainte provient du design du montage expérimental (section 3.2) : l'injection de l'eau et l'imposition du débit à l'intérieur des modèles se fait à l'aide d'une

pompe. Ainsi, il doit exister une pompe commerciale abordable pouvant générer le débit nécessaire.

Finalement, la cinquième contrainte est une conséquence naturelle d'un système de *PIV* : la zone de mesure doit être entièrement éclairée par la tranche laser. Donc, afin d'éviter la présence de zones d'ombre entre les pales, ces dernières ne doivent pas être trop rapprochées et leur cambrure ne doit pas être trop prononcée.

3.1.2 Analyse dimensionnelle d'un ventilateur centrifuge

À cause des contraintes expérimentales invoquées précédemment, les mesures de champ de vitesse ne peuvent pas être effectuées à l'intérieur d'un ventilateur typique ; il est nécessaire d'utiliser un autre modèle expérimental. Pour choisir les paramètres de ce modèle expérimental, le principe de *similitude* ou *analyse dimensionnelle* est appliqué [Kuethé & Chow 1986]. Soit le modèle d'un ventilateur centrifuge bidimensionnel suivant :

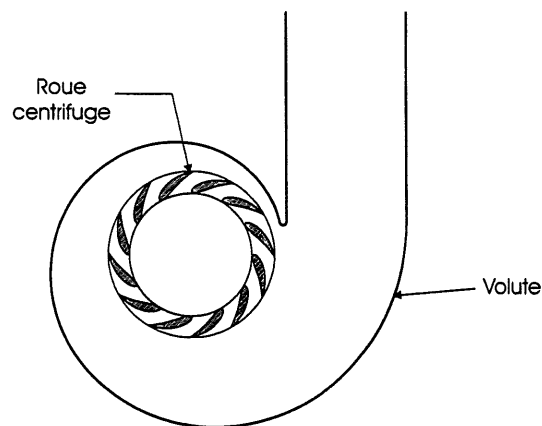


FIG. 3.1: Ventilateur centrifuge bidimensionnel.

Les paramètres choisis sont :

- a) le débit Q (l^3 / t) ;
- b) la vitesse de rotation de la roue n ($1 / t$) ;
- c) le diamètre de la roue D (l) ;
- d) la viscosité dynamique du fluide μ ($M / l t$) ;

- e) la densité du fluide ρ (M/l³);
- f) la pression statique à la sortie P (M/l t²);

Où M , l et t sont, respectivement, des unités de masse, de longueur et de temps. À partir du théorème des nombres Π , on obtient les nombres adimensionnels suivants :

$$\Pi_1 = \frac{n D^2 \rho}{\mu} \quad (3.1)$$

$$\Pi_2 = \frac{Q}{n D^3} \quad (3.2)$$

$$\Pi_3 = \frac{P}{\rho D^2 n^2} \quad (3.3)$$

3.1.3 Paramètres et caractéristiques des modèles expérimentaux

Les valeurs typiques des paramètres pour un ventilateur résidentiel¹ et les nombres adimensionnels associés apparaissent aux tableaux 3.1 et 3.2 respectivement.

Paramètre	Valeur typique
Débit Q (m ³ /s)	0.075
Vitesse de rotation n (1/s)	150
Diamètre de roue D (m)	0.15
Viscosité dynamique μ (kg/ms)	1.8x10 ⁻⁵
Densité ρ (kg/m ³)	1.2
Pression statique de sortie P (Pa)	200

TAB. 3.1: Paramètres, ventilateur résidentiel typique.

Après analyse, on ne trouve pas un ensemble de paramètres satisfaisant à la fois les nombres adimensionnels et les contraintes identifiées à la section précédente. En effet, afin

¹À noter que le rapport épaisseur/rayon de la roue du ventilateur typique est de 0.66. Pour considérer le rapport expérimental visé de 1, il faut augmenter l'épaisseur de la roue d'un facteur 1.5 : le débit typique du ventilateur est donc aussi augmenté du même facteur.

Nombre adimensionnel	Valeur typique
Π_1	225 000
Π_2	0.15
Π_3	0.33

TAB. 3.2: Nombres adimensionnels, ventilateur résidentiel typique.

d'obtenir le nombre de points de mesures désiré le long d'une pale et de limiter la vitesse de l'écoulement à la valeur maximale imposée, la taille du modèle expérimental doit être augmentée. Mais le débit nécessaire devient alors supérieur au débit pouvant être généré par les pompes abordables disponibles sur le marché.

Toutefois il faut rappeler, *a priori*, que le but de la série de mesures n'est pas d'étudier directement l'écoulement à l'intérieur d'un ventilateur *réel* mais de valider les codes de simulation de l'écoulement dans la roue et dans la volute. Cette validation vise plus particulièrement les modèles de couche limite et de sillage utilisés par le code de simulation de la roue [Tardif 1999].

Donc, à défaut que le modèle expérimental respecte les nombres adimensionnels d'un ventilateur typique, il faut à tout le moins que le nombre de Reynolds Re_c de l'écoulement sur la pale, basé sur la corde, soit du même ordre de grandeur que le nombre de Reynolds que l'on retrouve pour un ventilateur typique. Pour un ventilateur typique, avec une corde de 1.5 cm, on a $Re_c \sim 10000$. Également, toujours pour valider les modèles de couche limite et de sillage, il est préférable que les mesures de champ de vitesse soient réalisées pour différentes formes d'écoulement dans la roue : aucun décollement de la couche limite, décollement du côté suction de la pale et décollement du côté pression de la pale. Un paramètre facilement modifiable du montage, pour obtenir ces différents régimes d'écoulement, est la vitesse de rotation de la roue.

Ainsi, le code de simulation de roue de Tardif a été utilisé afin de trouver une configuration de roue permettant d'observer ces différents régimes et de rencontrer au mieux les contraintes du montage expérimental. Les valeurs des paramètres obtenus pour le modèle expérimental et les nombres adimensionnels associés apparaissent aux tableaux 3.3 et 3.4

respectivement.

Paramètre	Valeur
Q (m ³ /s)	0.0063
n (1/s)	0.21 ; 0.31 ; 0.63
D (m)	0.4
μ (kg/ms)	1×10^{-3}
ρ (kg/m ³)	1000
P (Pa)	-3000 ; -1000 ; 10

TAB. 3.3: Paramètres, modèle expérimental.

Nombre adimensionnel	Valeur
Π_1	34 000 ; 50 000 ; 101 000
Π_2	0.47 ; 0.32 ; 0.16
Π_3	-430 ; -65 ; 0.16

TAB. 3.4: Nombres adimensionnels, modèle expérimental.

Le tableau 3.3 inclut trois vitesses de rotation de roue. Ces trois vitesses correspondent, respectivement, à un décollement prononcé de la couche limite du côté pression de la pale, à un très faible décollement au bord de fuite et à un décollement prononcé du côté suction de la pale. Dans ce même tableau, les trois pressions indiquées correspondent aux pressions statiques calculées par le code de simulation de la roue, pour chacune des trois vitesses de rotation. Pour les deux premières vitesses de rotation, les pressions estimées par le code sont négatives. Cela indique que ces combinaisons débit-vitesse de rotation imposées sont purement fictives et ne pourraient pas exister, pour ce ventilateur, dans la réalité. Pour le montage expérimental, cela ne pose pas de problème puisque la vitesse de rotation et le débit sont imposés dans le modèle (voir section 3.2).

Le tableau 3.4 présente les nombres adimensionnels liés aux trois vitesses de rotation considérées pour la roue expérimentale. En comparant les tableaux 3.2 et 3.4, on voit bien que les nombres adimensionnels entre le ventilateur typique et le modèle sélectionné ne correspondent pas. Il faut donc rappeler que les profils de vitesses mesurés dans les modèles

expérimentaux, présentés dans ce mémoire, ne peuvent être liés aux champs de vitesse dans un ventilateur typique *réel*.

Le tableau 3.5 présente, pour les différentes vitesses de rotation de la roue expérimentale, les nombres de Reynolds et les angles d'attaque des pales. Le nombre de Reynolds est basé sur la vitesse du fluide relative à la pale et sur la corde de la pale. On peut voir que les nombre de Reynolds sont du même ordre que le nombre de Reynolds pour un ventilateur typique.

n (rad/s)	Re_c	Angle d'attaque
0.21	4800	35°
0.31	6100	24°
0.63	10 700	8°

TAB. 3.5: Nombres de Reynolds et angles d'attaque des pales de la roue expérimentale.

Les tableaux K.1 et K.2 de l'annexe K présentent les caractéristiques géométriques des modèles de la roue et de la volute. Ces modèles sont illustrés à la figure 3.1.

3.2 Description générale du montage expérimental

La figure 3.2 est un schéma du montage expérimental. L'annexe A présente des photographies du montage. Les modèles de la roue centrifuge et de la volute sont immergés et fixés dans le fond d'un bassin ($2.35 \text{ m} \times 1.10 \text{ m} \times 0.75 \text{ m}$) rempli d'eau. Les parois du bassin sont en verre trempé afin de permettre la visualisation de l'écoulement et le passage de la tranche laser du système de *PIV*.

Toujours pour permettre la visualisation de l'écoulement et le passage de la tranche laser, la développée et la plaque supérieure de la volute ainsi que la plaque supérieure de la roue sont fabriquées à partir de panneaux d'acrylique. La plaque inférieure de la roue, ainsi que les pales, sont en aluminium et ont une finition lisse de couleur noir mat afin de limiter les réflexions de la tranche laser. Cette même finition a été utilisée pour le fond de la volute.

La roue expérimentale est entraînée par un arbre et une série de poulies de démultipli-

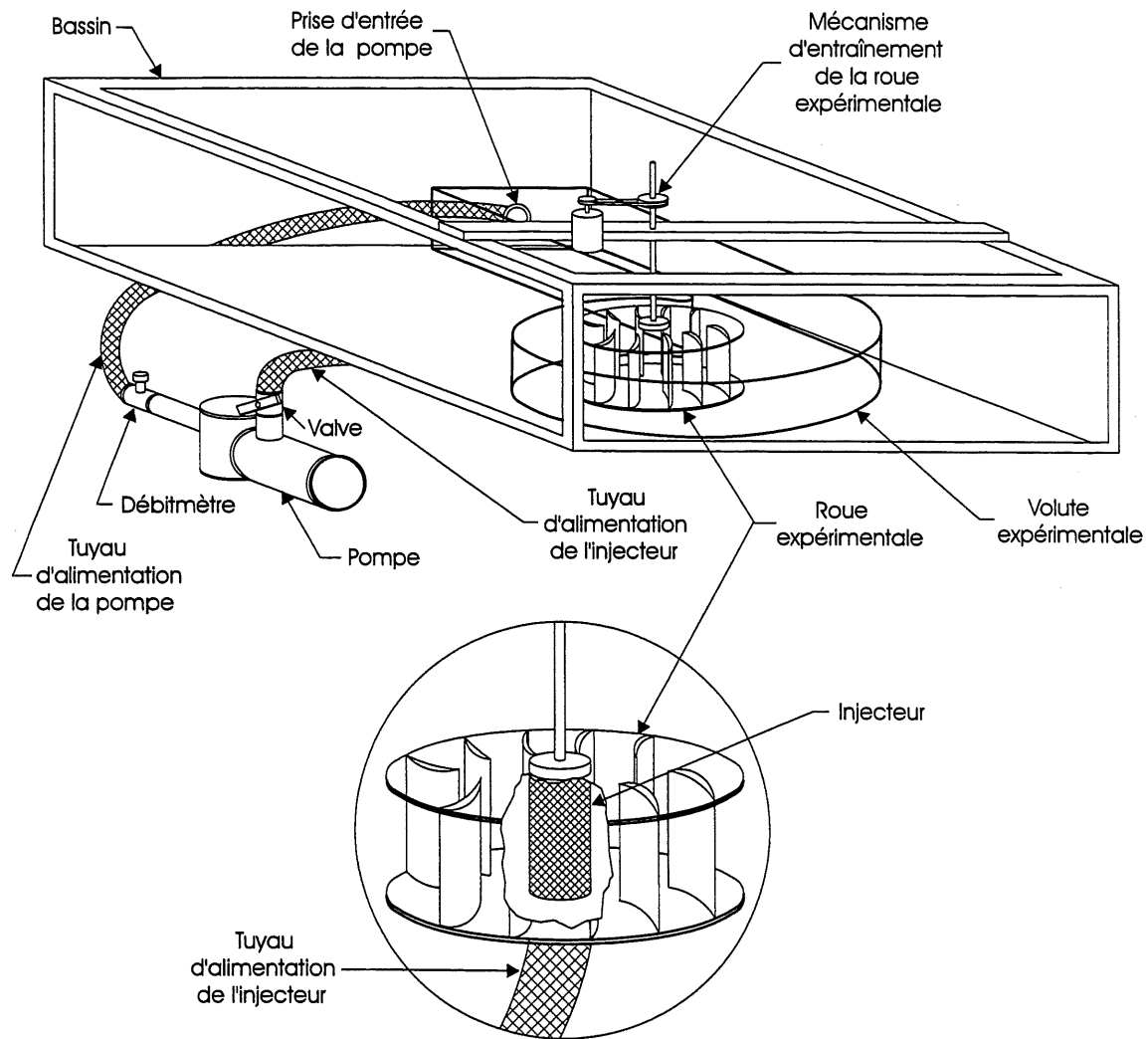


FIG. 3.2: Schéma du montage expérimental.

cation reliés à un moteur électrique synchrone Vexta 4CS MGK-101 muni d'une boîte de démultiplication Oriental Motor 4GK5KA. Un générateur de fréquences Wavetek 182A et un amplificateur de puissance sont utilisés afin de contrôler la vitesse de rotation du moteur électrique, donc de la roue. Le moteur électrique est monté sur des coussinets afin de minimiser les vibrations produites par le moteur au niveau du montage.

Le débit dans les modèles est imposé via une pompe Jacuzzi 15MAG-U-S et un injecteur spécialement conçu pour le montage. L'injecteur est installé au centre des modèles expérimentaux et a pour fonction de créer un écoulement bidimensionnel, axisymétrique et uniforme sur toute l'épaisseur de la roue et de la volute. Le design de l'injecteur est présenté

à l'annexe B. La section 3.5.2 présente le profil de vitesse mesuré à la sortie de l'injecteur. Un tuyau flexible d'un diamètre interne de 65 mm relie la sortie de la pompe à l'entrée de l'injecteur. La pompe est alimentée par un second tuyau flexible relié à une prise installée sur le bassin. Afin d'ajuster le débit de la pompe, une valve a été ajoutée à la sortie de la pompe. Ce débit est mesuré à l'aide d'un débitmètre Omega FP5300. Finalement, la pompe n'est pas fixée sur la structure du bassin afin d'éviter toute transmission des vibrations.

3.3 Système de vélocimétrie par imagerie de particules

Le système de vélocimétrie par imagerie de particules a été conçu à partir d'équipements disponibles au laboratoire. Le schéma du système apparaît à la figure 3.3. L'annexe A présente des photographies du système.

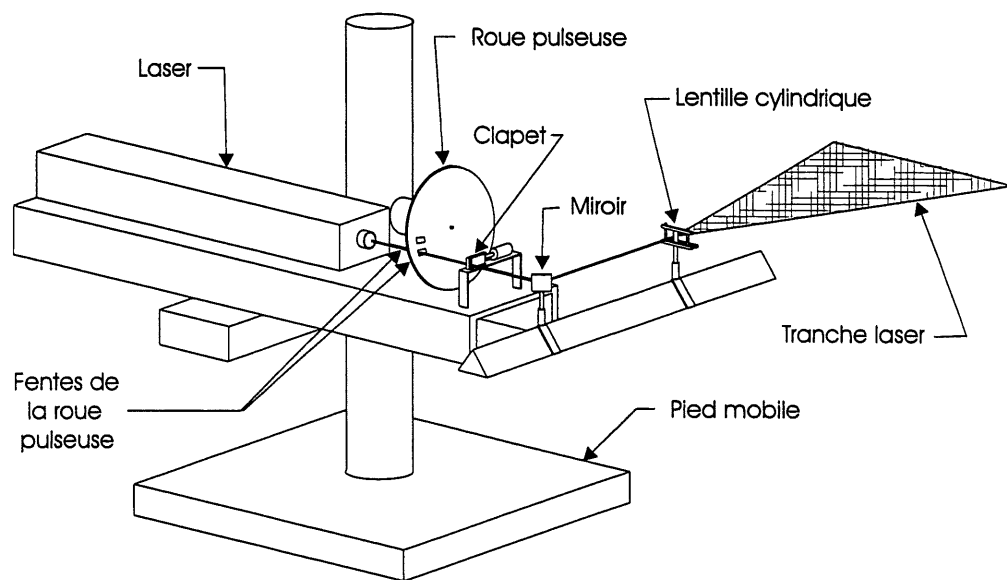


FIG. 3.3: Schéma du système de PIV.

3.3.1 Laser et optique

La tranche laser est générée à partir d'un laser à émission continue argon-ion Excel XL-5000 d'une puissance maximale de 4 watts et d'une section de tige de verre de 8 mm de diamètre agissant à titre de lentille cylindrique. La tranche laser a une épaisseur d'environ

1.5 mm. Le laser et la lentille sont positionnés à angle droit, l'un par rapport à l'autre, afin d'obtenir un système compact. Un miroir première surface monté sur un support réglable redirige le rayon laser vers la lentille cylindrique.

Tout ce système est installé sur un pied mobile Optron 734 afin de pouvoir facilement positionner la tranche laser par rapport à la région à observer. Ce pied permet également de modifier la hauteur de la tranche laser par rapport au montage expérimental.

Afin de générer les deux tranches laser distinctes nécessaires, le rayon laser est pulsé à l'aide d'une roue en rotation munie de deux fentes. Cette roue est entraînée par un moteur électrique asynchrone Fasco 24 V dont la vitesse de rotation est ajustable à l'aide d'un potentiomètre. La durée d'une pulsation et le délai entre deux pulsations sont des fonctions de la taille des fentes et de la vitesse de rotation du moteur électrique entraînant la roue pulseuse.

Un clapet type guillotine, actionné par un solénoïde, est positionné à la suite de la roue pulseuse afin de bloquer le rayon laser. Au moment approprié, un circuit de synchronisation commande l'ouverture du clapet via le solénoïde, le temps pour la roue pulseuse d'effectuer un tour complet, et le referme. Cette action a pour effet de laisser passer brièvement deux fois le rayon laser ; ces pulsations forment alors les deux tranches laser successives dans la zone d'expérimentation afin d'imager les traceurs.

3.3.2 Appareil et pellicule photographiques

Un appareil photographique 35 mm Nikon F-601 avec lentille Nikon AFNIKKOR 35 – 70 mm est utilisé pour imager la lumière réfléchiée par les traceurs. Le moment et le temps d'ouverture de l'obturateur (prise d'une photographie) sont contrôlés manuellement à l'aide d'un déclencheur à distance.

L'appareil photographique n'est pas suffisamment rapide pour capter les deux images des traceurs sur deux photographies distinctes ; les deux images des traceurs se forment alors sur une seule photographie. La méthode d'analyse utilisée pour retrouver le déplacement des traceurs entre les deux images est donc l'autocorrélation (section 2.3.3).

La pellicule photographique utilisée est le film KODAK T-MAX P3200, développé selon le procédé T-MAX. À la suite d'essais préliminaires, la sensibilité et la résolution de ce film ont été jugées suffisantes pour la présente série de mesures.

L'appareil photographique peut être au choix positionné pour imager les traceurs dans le repère fixe du laboratoire ou dans le repère en rotation de la roue (fig. A.6, annexe A). Dans le premier cas, l'appareil est installé au bout d'une tige télescopique avec base à trois degrés de liberté, fixée sur le côté du bassin. Dans le second cas, l'appareil est installé sur un support ajustable fixé sur l'arbre d'entraînement de la roue.

Un bac rectangulaire fabriqué à partir de panneaux d'acrylique ($30\text{ cm} \times 30\text{ cm} \times 5\text{ cm}$) est partiellement immergé à la surface de l'eau, entre l'appareil photographique et la zone visualisée (fig A.2). Ce bac a pour fonction de supprimer les ondulations à la surface de l'eau, dans la région visualisée par l'appareil photographique, éliminant ainsi toute distorsion optique pouvant être perçue par l'appareil photographique. Le bac est tenu en place à l'aide d'une tige se fixant aux parois du bassin.

3.3.3 Circuit de synchronisation

Pour synchroniser l'appareil photographique et le clapet de la roue pulseuse, un circuit électronique TTL a été conçu et fabriqué. Lorsque les mesures de vitesse sont effectuées dans le repère en rotation de la roue expérimentale, l'appareil photographique et le clapet doivent également être synchronisés avec la rotation de la roue expérimentale.

Le circuit a pour fonction de commander l'ouverture temporaire du clapet au moment approprié afin d'obtenir les deux tranches laser dans la zone de visualisation. Le circuit permet également de mesurer les vitesses de rotation de la roue expérimentale et de la roue pulseuse (pour calculer le délai entre les deux tranches laser).

Une description détaillée du fonctionnement de ce circuit est présentée à l'annexe C.

3.3.4 Traceurs

Le type de traceur utilisé est le CONDUCT-O-FIL SH400S20 de Potters Industries Inc. Ce sont des billes de verre holosphériques de diamètre nominal de $10\text{ }\mu\text{m}$ et de densité spécifique de 1.3. Ces billes ont un revêtement en argent pour maximiser la réflexion de la lumière incidente.

Idéalement, les traceurs doivent suivre l'écoulement sans écart significatif de vitesse ou de trajectoire. Pour le cas d'une pompe centrifuge, Dong et *al.* (1992), basé sur Agüi et Jiménez (1987), ont obtenu l'équation 3.4 pour estimer l'écart de vitesse entre un traceur et l'écoulement. Cette équation est basée sur un bilan des forces agissant sur une particule en mouvement dans un fluide :

$$\left(\frac{\Delta u}{u}\right)^2 \approx \left(\frac{\Delta \rho}{\rho}\right)^2 \frac{d_p^2 f}{10 \nu} \quad (3.4)$$

où Δu et $\Delta \rho$ sont respectivement les différences de vitesse et de densité entre un traceur et le fluide ambiant, d_p est le diamètre du traceur, ν est la viscosité cinématique du fluide et f est la fréquence de rotation de la roue. Pour le modèle expérimental, on obtient un écart de vitesse $\frac{\Delta u}{u}$ de l'ordre de 0.1 % : on peut donc supposer que l'écart de vitesse entre les traceurs et l'écoulement est négligeable.

3.3.5 Digitaliseur et taille d'un pixel

Une fois la pellicule photographique développée, un digitaliseur de pellicule Minolta Quickscan35 QS2800 permet de transférer les photographies à un ordinateur DTK à processeur Intel Pentium 150 MHz. Le format d'image utilisé est le "Bitmap" non-compressé afin de conserver toute l'information des photographies. Le même ordinateur est utilisé pour la résolution des champs de vitesse et le post-traitement des données.

Il faut déterminer avec précision la taille d'un pixel d'une photographie digitalisée par rapport à la zone visualisée. Pour ce faire, avant une série d'expériences, une règle millimétrique est immergée à la hauteur de la tranche laser puis photographiée. On digitalise

cette image et on l'importe à l'intérieur d'un éditeur d'images (Corel Photopaint pour cette série d'expériences). À l'aide de cet éditeur, on peut calculer le nombre de pixels entre deux marques de la règle millimétrique digitalisée. Avec ce nombre de pixels et en connaissant la distance réelle entre les deux marques, on obtient la taille d'un pixel par rapport à la zone visualisée.

3.3.6 Programme de traitement des photographies

Un programme pour le traitement des photographies de *PIV* a été réalisé à l'intérieur du logiciel d'analyse numérique Matlab. Ce programme ouvre le dossier contenant la photographie digitalisée, solutionne le champ de vitesse en fonction des paramètres d'analyse donnés par l'expérimentateur et affiche les résultats. Une interface graphique a été élaborée afin de visualiser le champ de vitesse solutionné, tracer des lignes de courant et extraire les profils de vitesse d'intérêt (vitesse du côté suction de la pale en fonction de la position $\frac{x}{C}$, etc). Le programme comprend également différents algorithmes de correction des vecteurs vitesse incorrects. Une description plus détaillée du programme apparaît à l'annexe D.

3.4 Procédure expérimentale

3.4.1 Préparatifs à une expérience

Une expérience débute par la fermeture de tous les accès au laboratoire, l'installation de panneaux avertissant l'entourage de la mise en fonction du laser et l'utilisation de protecteurs visuels adéquats par l'expérimentateur afin d'éviter tout accident relatif à la manipulation du laser.

Dans le cas où la visualisation de l'écoulement se fait dans le modèle de la roue, la vitesse de rotation de cette dernière est ajustée à la valeur désirée.

Le laser est par la suite positionné de façon à ce que les deux tranches laser illuminent la zone de visualisation. Le laser est activé à puissance minimale et la largeur de la tranche est réglée en modifiant la distance entre la lentille cylindrique et la zone de visualisation.

Il est primordial que la tranche laser soit parallèle au plan des modèles de la roue et de la volute et perpendiculaire à l'axe de l'appareil photographique. Pour réaliser cet ajustement, l'angle de la réflexion du rayon laser sur le miroir première surface peut être modifié à l'aide des trois vis millimétriques supportant le miroir.

Par la suite, l'appareil photographique est chargé d'un film puis positionné au-dessus de la zone à visualiser, l'axe de l'appareil perpendiculaire à la tranche laser. En regardant à travers l'oculaire de l'appareil photographique, on ajuste le facteur d'agrandissement de la lentille (largeur de la zone de visualisée) et la mise au point. Le nombre d'ouverture de l'objectif est de 1.4 afin qu'une quantité maximale de lumière réfléchie par les traceurs soit captée par le film. L'appareil photographique est mis en mode "manuel", c'est-à-dire que le moment et le temps d'ouverture de l'obturateur sont contrôlés manuellement.

Ensuite, le temps d'illumination par une tranche laser et le délai entre les deux tranches sont réglés aux valeurs adéquates, via la vitesse de rotation et la taille des deux fentes de la roue pulseuse. Les valeurs dépendent des caractéristiques de l'écoulement visualisé (vitesse de l'écoulement, taille d'une zone d'interrogation, etc). Pour la présente série d'expériences, les délais de temps entre les deux tranches laser sont entre 8 et 50 msec, avec un temps d'illumination de l'ordre du dixième du temps entre les deux tranches laser.

Pour terminer, la pompe d'alimentation est mise en marche, le débit est ajusté à la valeur choisie et le bassin estensemencé de traceurs. Cet ensemencement se fait près de la prise d'admission de la pompe sur le bassin pour favoriser une diffusion uniforme plus rapide dans tout le bassin. La quantité de traceurs à injecter dans le bassin est fonction du volume total d'eau et de la taille d'une zone d'interrogation. Pour obtenir un pic de corrélation bien défini, il faut avoir de cinq à dix traceurs dans une zone d'interrogation [Adrian 1991]. Pour cette série d'expériences et le type de traceur utilisé, cela équivaut à une densité de l'ordre de 0.1 gramme de traceurs par mètre cube d'eau.

3.4.2 Réalisation d'une expérience

L'éclairage ambiant du local est tout d'abord éteint afin de s'assurer que seule la lumière réfléchie par les traceurs soit imagée sur la pellicule photographique. Pour éliminer

la lumière parasite irradiée par le laser, une boîte renferme la sortie du laser, la roue pulseuse et le clapet pour ne laisser passer que le rayon laser pulsé par une petite ouverture (fig. A.5, annexe A). La puissance du laser est ajustée à la valeur adéquate afin d'obtenir sur la pellicule photographique un contraste optimum entre les images de traceurs et le "bruit" ambiant.

Une expérience débute par l'ouverture de l'obturateur de l'appareil photographique ; comme toute la pièce est dans l'obscurité, rien n'est alors imagé sur la pellicule. L'ouverture de l'obturateur est signalée au circuit de synchronisation par l'expérimentateur à l'aide d'un interrupteur. Le circuit déclenche par la suite, au moment approprié, la génération des deux tranches laser dans la zone de visualisation (annexe C). Les deux réflexions de la lumière sur les traceurs sont imagées par la pellicule photographique. Au même moment, l'expérimentateur note la vitesse de rotation de la roue pulseuse. Puis, l'obturateur de l'appareil photographique est refermé. Les précédentes étapes sont répétées pour les photographies subséquentes. Une fois toutes les photographies obtenues et les différents appareils du montage éteints, le rouleau de pellicule est retiré de l'appareil photographique puis développé.

Les photographies sont transmises à l'ordinateur à l'aide du digitaliseur. Afin d'accentuer la définition des pics de corrélation, donc augmenter la précision des vecteurs vitesse solutionnés, un pré-traitement de chaque photographie est effectué à l'aide du logiciel Corel Photopaint. Ce pré-traitement consiste à accentuer le contraste entre les images des traceurs et le "bruit" de la photographie. En plus de cet ajustement, on mesure et note les coordonnées des points de repères pour la localisation spatiale de la photographie (voir annexe D.2.1). La photographie est sauvegardée et analysée par le programme de traitement pour la résolution du champ de vitesse (annexe D). Finalement, à l'aide du programme de post-traitement, l'expérimentateur corrige les vecteurs incorrects du champ de vitesse, si nécessaire, et extrait les données désirées (vitesse du côté pression de la pale en fonction de $\frac{x}{C}$, etc).

3.5 Résultats expérimentaux : profils de vitesse mesurés

On présente maintenant les différents profils de vitesse mesurés lors des expériences ainsi que les bornes d'erreur associées. Les cas étudiés sont les profils de vitesse à la sortie

de l'injecteur, dans la roue seule, dans la volute seule et dans la roue avec la volute en place. Aucune mesure de vitesse n'a été faite dans la volute avec la roue expérimentale en place à cause de la présence d'importantes turbulences tridimensionnelles à la sortie de la roue. Comme ces turbulences se propageaient dans toute la volute, il aurait alors été nécessaire de moyenner les profils de vitesse à partir d'un très grand nombre de mesures, ce qui aurait été très difficilement réalisable avec le système de *PIV* utilisé.

3.5.1 Bornes d'erreur des profils de vitesse

L'annexe E présente l'analyse des bornes d'erreur des profils de vitesse mesurés. Les résultats sont :

Paramètre	Bornes d'erreur
Norme du vecteur vitesse	$\pm 2.6\%$
Angle du vecteur vitesse	$\pm 1^\circ$
Position du vecteur vitesse	$\pm 1\%$ ou $\pm 1^\circ$, selon le type de repère

TAB. 3.6: Bornes d'erreur des profils de vitesse mesurés.

3.5.2 Sortie de l'injecteur

Le profil de vitesse à la sortie de l'injecteur a été mesuré afin de vérifier s'il se rapproche de l'écoulement bidimensionnel et uniforme désiré. Pour ces mesures, l'injecteur est seul dans le bassin expérimental.

On a ainsi mesuré le profil angulaire de vitesse, soit sur la circonférence de l'injecteur (dans le plan des modèles), à la mi-hauteur de l'injecteur. On a également mesuré le profil axial de vitesse, soit sur la longueur de l'injecteur, à trois endroits autour de l'injecteur. Les mesures ont été réalisées au débit nominal des modèles de $0.0063 \text{ m}^3/\text{s}$ et les profils ont été extraits environ à la position mitoyenne entre la sortie de l'injecteur et la position correspondant à l'entrée de la roue expérimentale, soit $r/r_{\text{inject}} = 1.65$. Pour cette position et ce débit on obtient, en appliquant la conservation de la masse, une vitesse moyenne nominale de 3.89 cm/s .

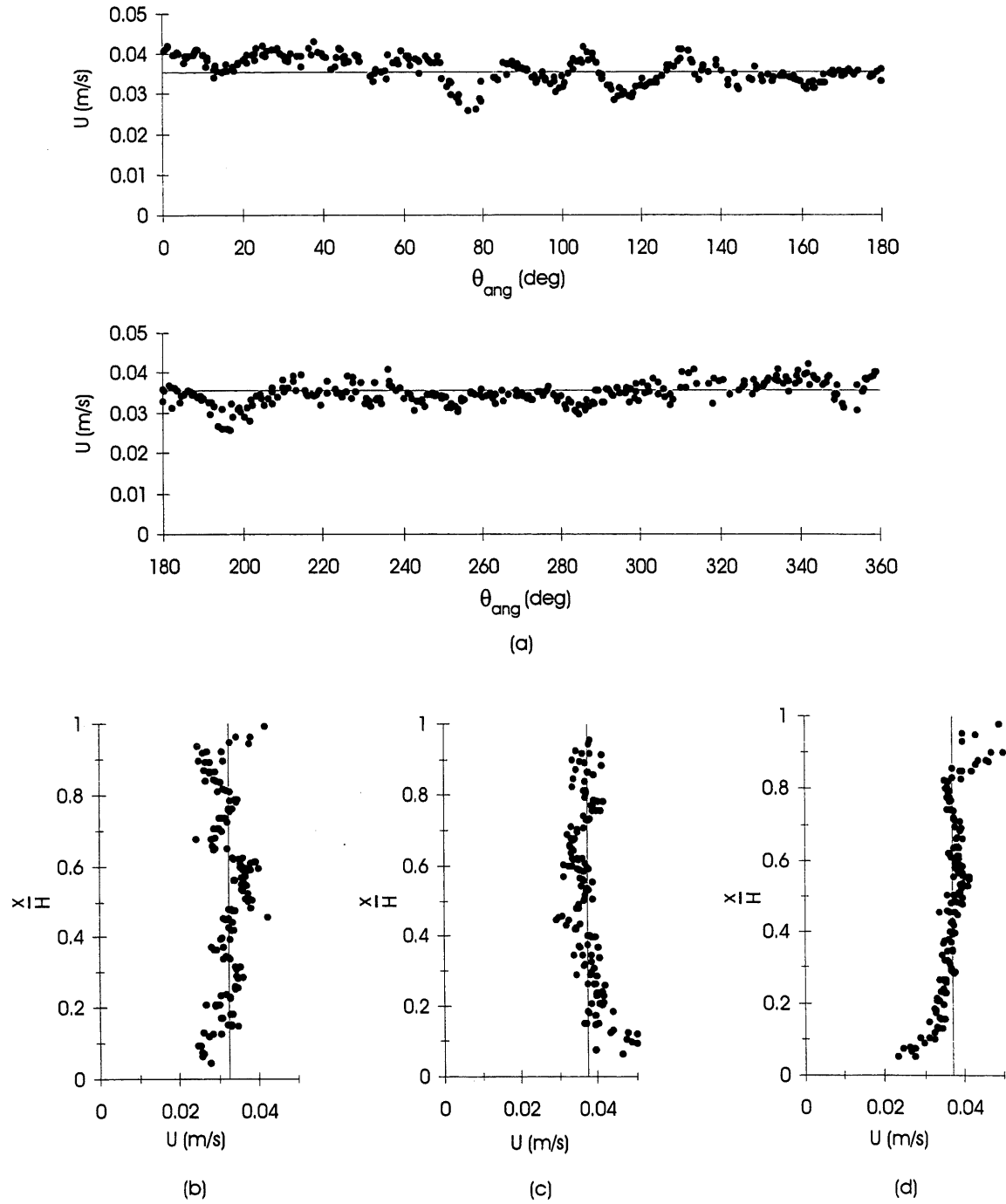


FIG. 3.4: Profils de vitesse mesurés à la sortie de l'injecteur, $r/r_{inject} = 1.65$: (a) profil angulaire de vitesse, $\frac{x}{H} = 0.5$; (b) profil axial de vitesse, $\theta_{ang} = 65^\circ$; (c) profil axial de vitesse, $\theta_{ang} = 180^\circ$; (d) profil axial de vitesse, $\theta_{ang} = 295^\circ$.

La figure 3.4 présente les résultats. La figure recueille les points expérimentaux de trois mesures de champ de vitesse (donc trois différentes photographies de *PIV*). La figure 3.4a est le profil angulaire de vitesse à la mi-hauteur de l'injecteur. La vitesse moyenne de 3.54 cm/s est inférieure à la vitesse moyenne nominale. On peut également voir que l'écoulement n'est pas parfaitement axisymétrique autour de l'injecteur : l'écart-type des points expérimentaux est de 8.9%, avec une vitesse moyenne un peu plus élevée dans le secteur $310^\circ < \theta_{\text{ang}} < 70^\circ$. On note de plus des fluctuations importantes dans le profil de vitesse pour le secteur $70^\circ < \theta_{\text{ang}} < 130^\circ$.

Les figures 3.4b, 3.4c et 3.4d présentent les trois profils axiaux de vitesse. En plus d'être différents entre eux, on observe des fluctuations substantielles de la vitesse dans ces profils. La moyenne du profil axial de vitesse pour $\theta_{\text{ang}} = 180^\circ$ est inférieure à celle des deux autres profils. Visuellement, on constatait la présence d'un important jet dans le bas de l'injecteur (sur le premier 5 % de la longueur de l'injecteur). Mais la vitesse de ce jet n'a pu être mesurée, d'où l'absence de points de mesure dans cette région.

L'asymétrie de l'écoulement à la sortie de l'injecteur s'explique par la difficulté de créer un injecteur pouvant transformer un débit si élevé en écoulement parfaitement axisymétrique et uniforme ; la moindre imperfection dans la fabrication de l'injecteur amène des répercussions importantes sur les profils de vitesse à la sortie. Comme aucune information n'a été trouvée concernant la fabrication d'un équipement semblable, l'injecteur a été conçu par essai et erreur afin de rencontrer au mieux les spécifications. Cette période de design était également limitée par le temps pouvant être alloué à cette facette du projet de maîtrise. L'annexe B présente le design de l'injecteur utilisé, les causes probables des profils de vitesse observés ainsi que des recommandations pour la fabrication d'un injecteur de meilleure qualité.

Des précautions doivent donc être prises afin de limiter les répercussions de ce champ de vitesse asymétrique sur les mesures dans les modèles de la roue et de la volute. Pour la roue, le secteur moins turbulent de la sortie de l'injecteur, $240^\circ < \theta_{\text{ang}} < 300^\circ$, est toujours orienté face à la zone de visualisation. Également, le débit *effectif* dans la zone visualisée est calculé en intégrant le profil de vitesse mesuré à l'entrée de la roue, entre les deux pales situées dans la zone de visualisation.

Quant aux mesures de vitesse dans la volute seule, deux séries sont effectuées pour deux différentes positions angulaires relatives de l'injecteur par rapport à la volute. En d'autres mots, l'injecteur est pivoté d'un demi-tour entre les deux séries de mesure afin d'établir un profil de vitesse *moyen* dans la volute. Finalement, les profils de vitesse sont mesurés à la mi-hauteur des modèles de la roue et de la volute.

Ainsi, avec ces précautions, on considère que l'on minimise l'effet de l'asymétrie de l'écoulement à la sortie de l'injecteur sur les profils de vitesse mesurés dans les modèles expérimentaux.

3.5.3 Roue expérimentale seule

Définition des profils de vitesse mesurés

La figure 3.5a présente une photographie typique de *PIV* avant traitement, en tons de gris inversés : l'écoulement est de gauche à droite. Les traits foncés sont produits par la réflexion de la tranche laser sur les parois des pales. La figure 3.5b montre le champ de vitesse solutionné par le programme d'analyse : ce programme a rajouté sur l'image les pales de la roue (voir annexe D).

La figure 3.6 illustre la définition des lignes le long desquelles les profils de vitesse sont mesurés dans la roue ainsi que les repères locaux utilisés. Il est important de noter que les vecteurs vitesse mesurés sont relatifs à la roue en rotation.

À l'entrée de la roue (fig. 3.6a), le profil de vitesse est mesuré le long de l'arc de cercle définissant le diamètre interne de la roue et délimité par deux pales adjacentes ; cet arc de cercle relie donc les bords d'attaque des pales. $\Gamma_{\text{entrée}}$ est la variable adimensionnelle définissant la position ; c'est le rapport entre la position angulaire considérée et l'angle total entre deux pales. $\Gamma_{\text{entrée}}$ vaut donc *zéro* au bord d'attaque de la première pale et *un* au bord d'attaque de la pale adjacente, dans le sens horaire. Il est à remarquer qu'une partie de l'arc de cercle définissant le diamètre interne de la roue passe à l'intérieur des pales, soit approximativement dans la section $0 < \Gamma_{\text{entrée}} < 0.2$. C'est pour cette raison que les profils de vitesse à l'entrée de la roue, présentés ultérieurement, n'ont pas de donnée dans cette

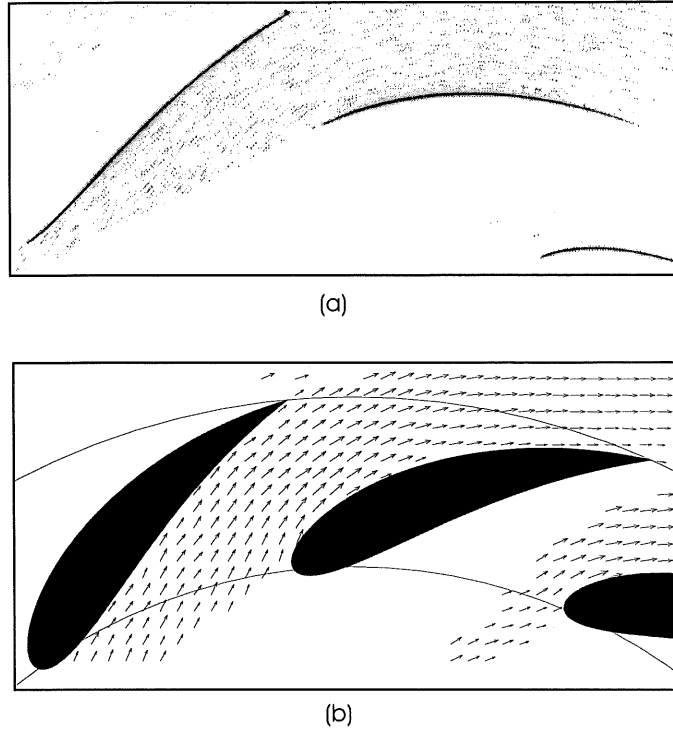


FIG. 3.5: Mesure par *PIV* du champ de vitesse de la roue : (a) photographie typique de traceurs, en tons inversés de gris ; (b) champ de vitesse solutionné.

section.

À la sortie de la roue (fig. 3.6b), le profil de vitesse est mesuré le long de l'arc de cercle définissant le diamètre externe de la roue et délimité par les deux pales adjacentes. La variable adimensionnelle donnant la position à la sortie, Γ_{sortie} , est semblable à la variable utilisée pour le profil de vitesse à l'entrée de la roue, sauf qu'elle est définie par rapport aux bords de fuite des pales.

Toutefois, les données provenant du code de simulation ne sont pas prises exactement sur cet arc de cercle, mais sur un arc de cercle un peu plus petit. Le rapport entre le rayon de cet arc et le rayon de la sortie de la roue (r/R_{ext}) est de 0.97. La cause de ce choix est le comportement différent de l'écoulement au bord de fuite entre le code et le modèle expérimental, due à l'absence de simulation directe de la couche limite. Physiquement, les angles des vecteurs vitesse, des côtés pression et suction de la pale, doivent correspondre au bord de fuite. Le code de simulation impose cette correspondance via une condition de Kutta [Tardif 1999] (fig. 3.7a). La figure 3.8 montre que, pour le code de simulation, la distribution

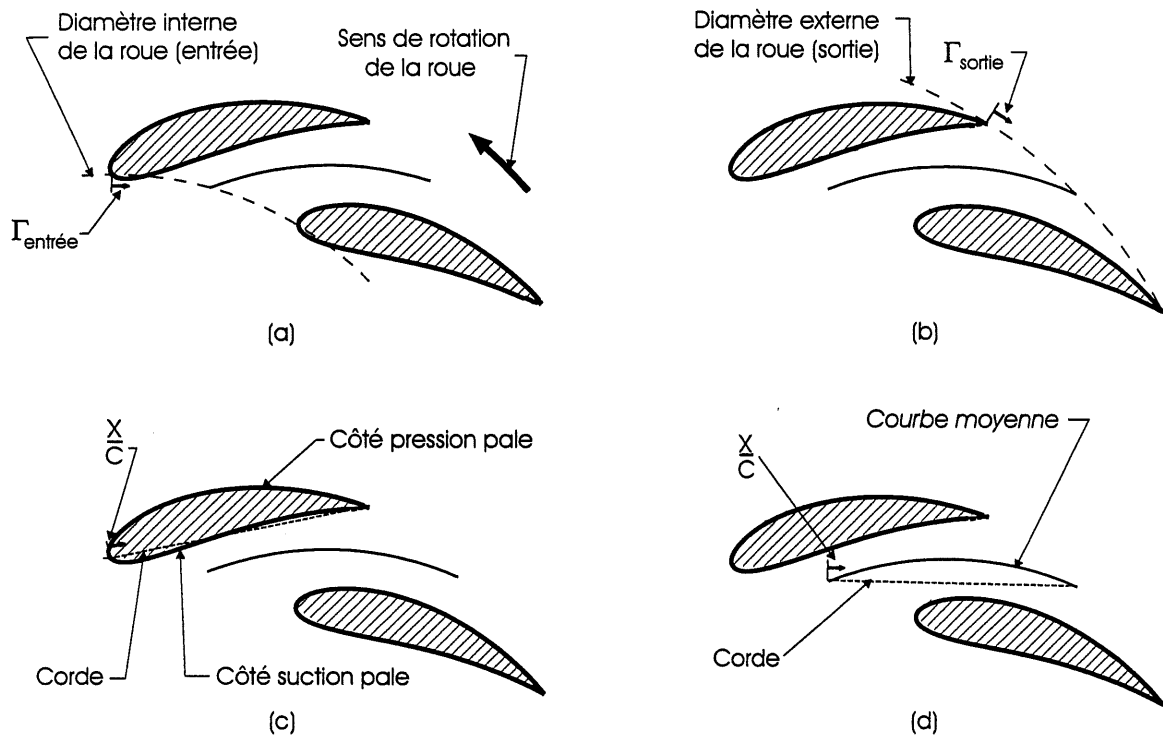


FIG. 3.6: Définition des profils de vitesse mesurés et des repères locaux dans la roue : (a) entrée ; (b) sortie ; (c) côtés suction et pression de la pale ; (d) *courbe moyenne*.

des angles des vecteurs vitesse à la sortie de la roue dépend fortement de la position radiale considérée.

Or, pour la vitesse de rotation de design de la roue expérimentale, la figure 3.7b montre qu'expérimentalement le sillage forme une pointe à la suite du profil. Ainsi, la condition de correspondance des angles n'est pas respectée au bord de fuite de la pale mais à l'extrémité de la pointe : cette pointe a comme pour effet d'*allonger* la corde effective de la pale. Le rapport entre le rayon de la roue expérimentale et le rayon de l'arc de cercle passant à l'extrémité de cette pointe est approximativement de 0.97. Ainsi, il est raisonnable de penser que le profil de vitesse mesuré à la sortie de la roue expérimentale correspond au profil de vitesse donné par le code de simulation pour $r/R_{ext} = 0.97$.

Les troisième et quatrième profils de vitesse mesurés sont ceux pris à la paroi de la pale, du côté suction et du côté pression (fig. 3.6c). La variable adimensionnelle de position, $\frac{X}{C}$, est définie par rapport à la corde de la pale (soit la définition classique). $\frac{X}{C}$ vaut donc *zéro* au bord d'attaque et *un* au bord de fuite.

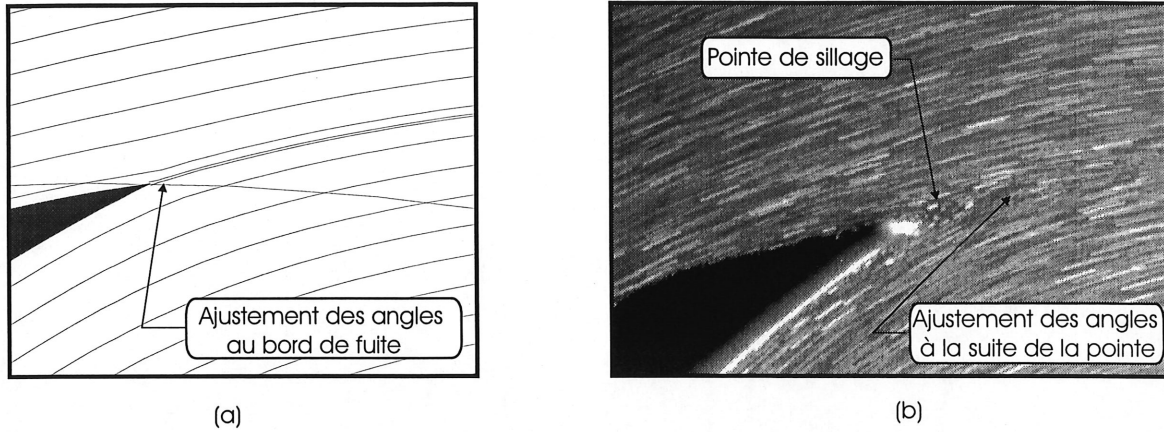


FIG. 3.7: Écoulement au bord de fuite de la pale : (a) code de simulation ; (b) roue expérimentale.

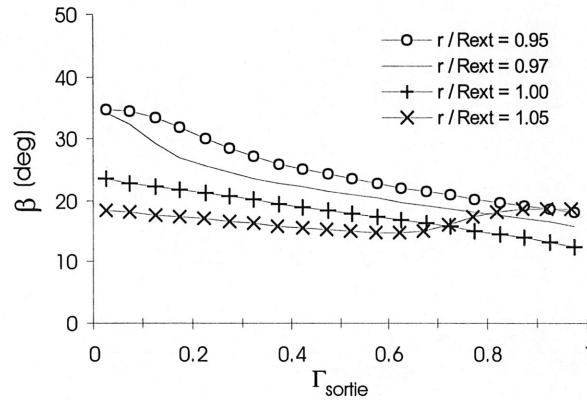


FIG. 3.8: Code de simulation : distribution des angles des vecteurs vitesse à la sortie de la roue en fonction de la position radiale r/R_{ext} , $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$, pas de séparation imposée.

Le cinquième profil de vitesse est pris le long d'une courbe située entre les deux profils, à $\Gamma_{\text{entrée}} = \frac{1}{2}$: elle est nommée *courbe moyenne* (fig. 3.6d). Cette courbe a la forme de la ligne de cambrure d'une pale. La variable position, $\frac{x}{C}$, est aussi définie le long de la corde liant le bord d'attaque et le bord de fuite de cette courbe.

L'angle d'un vecteur vitesse β est défini par rapport à la tangente au cercle centré sur le repère global du montage (soit le centre de la roue expérimentale) et passant par le point où est situé le vecteur (fig 3.9). L'angle est mesuré dans le sens trigonométrique.

Finalement, afin d'étudier qualitativement la structure générale de l'écoulement autour d'une pale, des photographies à longue exposition ont été réalisées. Pour ces photo-

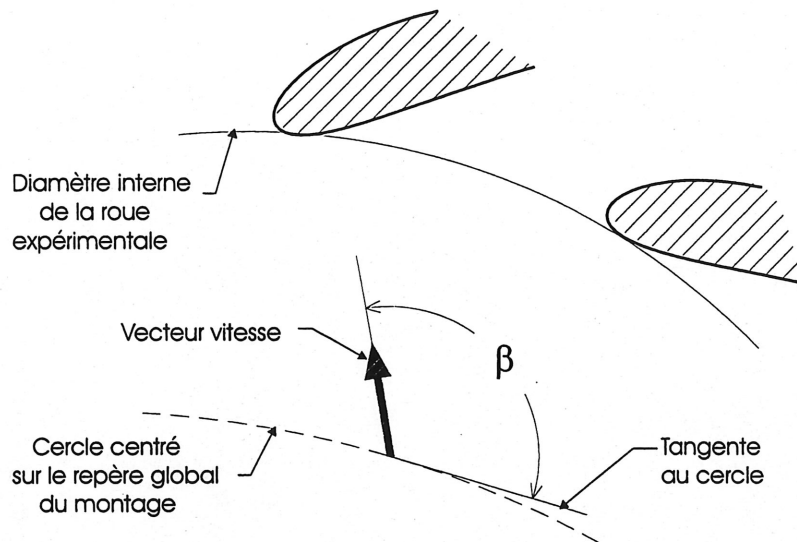


FIG. 3.9: Définition de l'angle d'un vecteur vitesse.

graphies, la pellicule a été exposée à la lumière réfléchiée par les traceurs durant $1/15^e$ de seconde. Les raies imagées permettent de visualiser la trajectoire des traceurs, donc la forme des lignes de courant et du sillage. Cette technique de visualisation est aussi connue sous le terme anglais de *streaking*.

Analyse de l'environnement expérimental de la roue

Le code de simulation de la roue centrifuge pose, entre autres, les hypothèses suivantes :

- i) l'écoulement dans la roue est bidimensionnel ;
- ii) l'écoulement dans la roue est axisymétrique ;
- iii) l'écoulement dans la roue est en régime permanent ;
- iv) la roue est seule dans un domaine *infini* ;

L'écoulement dans la roue expérimentale doit respecter ces hypothèses afin de pouvoir comparer les résultats expérimentaux aux profils de vitesse calculés par le code.

Le respect des deux premières hypothèses a été discuté à la section précédente, traitant du champ de vitesse à la sortie de l'injecteur.

Pour la troisième hypothèse, de par la nature du montage, on peut considérer que l'écoulement dans la roue est en régime permanent. Mais pour s'en assurer, les figures présentant les profils de vitesse mesurés recueillent les points expérimentaux de six différentes mesures de champ de vitesse, donc de six différentes photographies de *PIV*. L'utilisation de plusieurs mesures permet également de moyenner les profils de vitesse. Leur nombre a été limité par le temps disponible pour cette facette du projet et les nombreuses opérations manuelles nécessaires avec le système de *PIV* utilisé pour le post-traitement des données.

Le respect de la dernière hypothèse est au premier abord moins évident. En effet, la roue expérimentale n'est pas seule dans un domaine infini : elle est installée dans un bassin aux dimensions finies. Le bassin peut donc avoir un certain effet sur l'écoulement dans la roue. La figure 3.10 illustre cet effet observé sur les lignes de courant autour de la roue expérimentale.

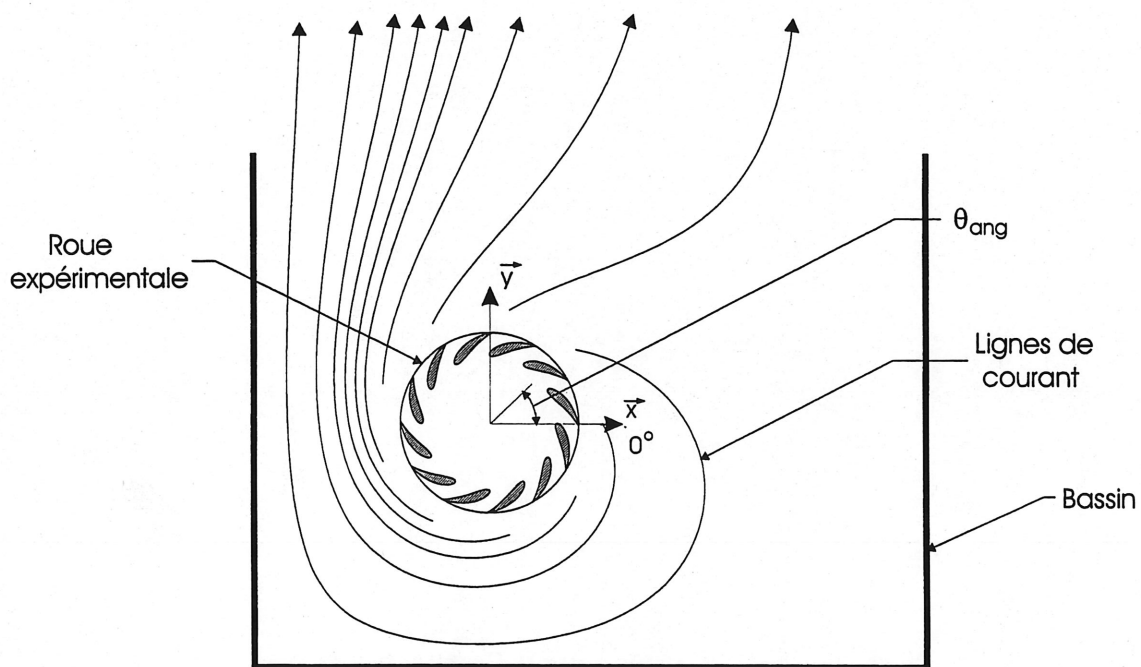


FIG. 3.10: Effet du bassin sur les lignes de courant autour de la roue expérimentale.

Cette figure a été obtenue à partir d'une simulation numérique d'un écoulement potentiel faisant appel à une méthode d'éléments de frontière. La géométrie du domaine est identique au montage expérimental. On a imposé pour cette simulation, sur un cercle correspondant au diamètre externe de la roue, le profil de vitesse à la sortie de la roue expérimentale

obtenu par le code de simulation pour les conditions d'opération de design ($n = 0.31 \frac{1}{s}$ et $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$). Qualitativement, les lignes de courant obtenues correspondent bien aux lignes de courant observées dans le bassin expérimental.

La figure montre que les murs du bassin provoquent une circulation de l'écoulement autour de la roue, dans le sens horaire. Également, on peut observer que les lignes de courant sont plus tangentes à la roue dans la région de $\theta_{ang} = 180^\circ$ que dans la région de $\theta_{ang} = 45^\circ$. On peut ainsi s'interroger sur l'effet possible de cette circulation sur l'écoulement dans la roue, principalement à sa sortie.

Afin de vérifier cet effet, les profils de vitesse ont été mesurés à l'entrée et à la sortie de la roue pour deux positions angulaires relatives au bassin : $\theta_{ang} = 60^\circ$ et $\theta_{ang} = 200^\circ$. Les mesures ont été effectuées à la vitesse de rotation de design de la roue expérimentale $n = 0.31 \frac{1}{s}$. Les résultats apparaissent aux figures 3.11 et 3.12.

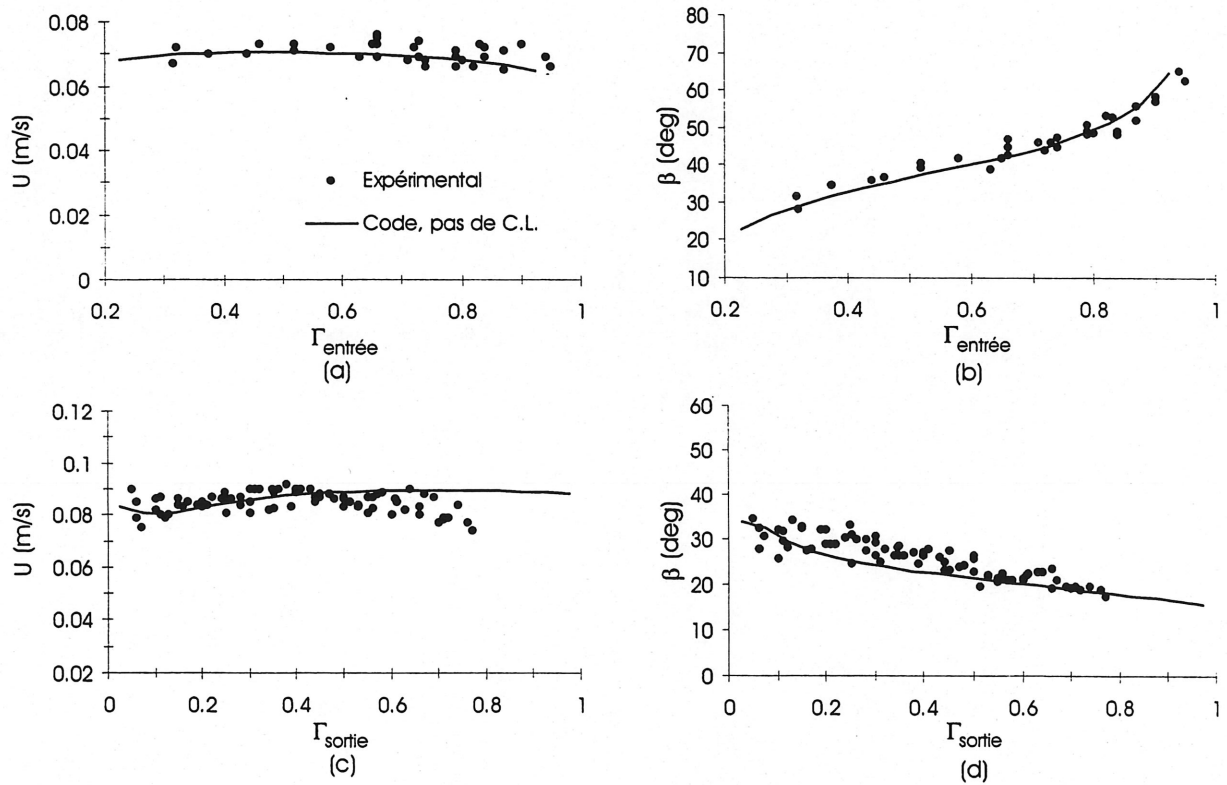


FIG. 3.11: Effet du bassin : profils de vitesse pour $\theta_{ang} = 60^\circ$ par rapport au bassin, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse à l'entrée de la roue; (b) angle à l'entrée de la roue; (c) vitesse à la sortie de la roue; (d) angle à la sortie de la roue.

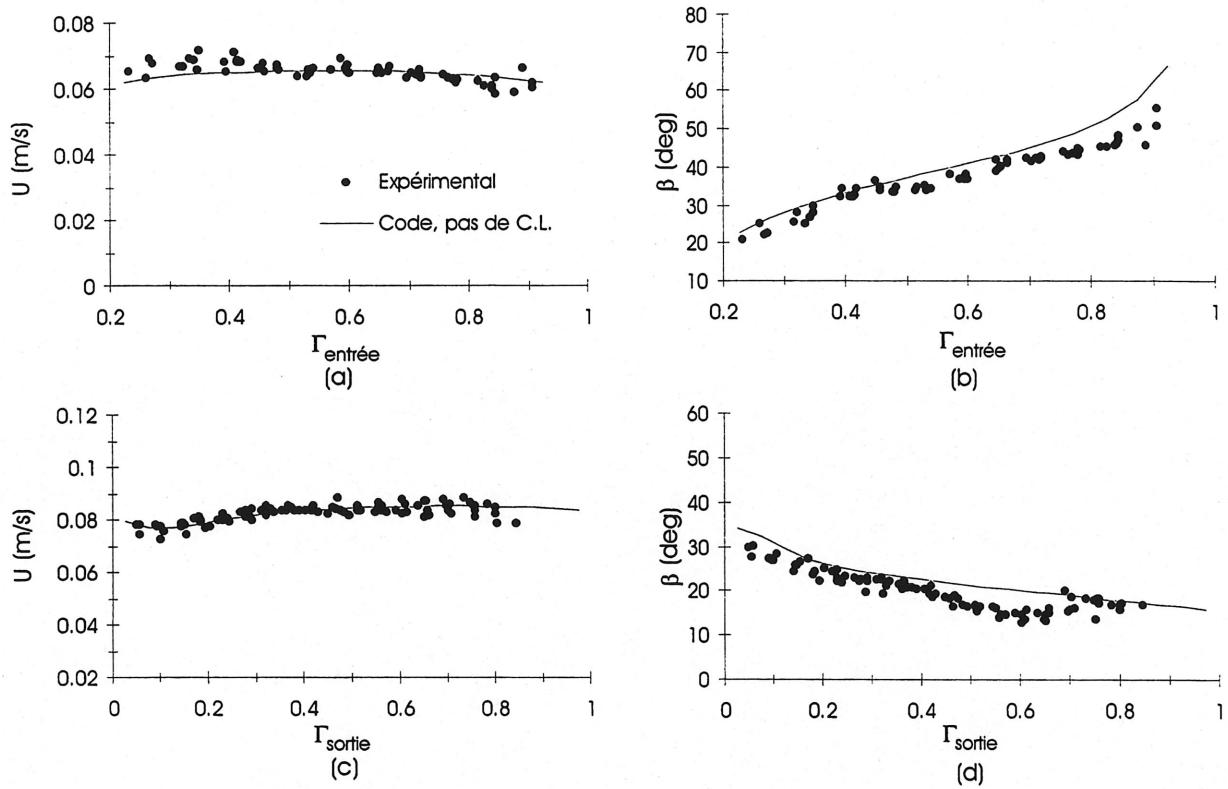


FIG. 3.12: Effet du bassin : profils de vitesse pour $\theta_{\text{ang}} = 200^\circ$ par rapport au bassin, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0066 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse à l'entrée de la roue ; (b) angle à l'entrée de la roue ; (c) vitesse à la sortie de la roue ; (d) angle à la sortie de la roue.

Idéalement, une comparaison directe des résultats obtenus serait faite. Toutefois, on réalise que les profils de vitesse des deux positions angulaires correspondent à des débits différents : on obtient des débits effectifs de $0.0069 \text{ m}^3/\text{s}$ et de $0.0066 \text{ m}^3/\text{s}$ respectivement en intégrant les deux profils de vitesse à l'entrée de la roue. Les profils de vitesse ne peuvent donc pas être directement comparés. On croit que cette différence de débit est un effet de l'injecteur (section 3.5.2).

Une analyse *indirecte* de l'effet du bassin doit donc être effectuée. Cette analyse est basée sur la supposition que le code numérique simule correctement l'écoulement autour de la pale lorsqu'il n'y a pas de décollement de la couche limite, soit à la vitesse de rotation de design de la roue expérimentale. Donc, on compare les deux champs de vitesse mesurés aux champs de vitesse simulés par le code, pour le débit correspondant à chaque cas. Si les profils de vitesse correspondent dans les deux cas, on peut conclure que le bassin a un effet

négligeable sur l'écoulement dans la roue expérimentale. Il est à noter que pour les profils de vitesse donnés par le code de simulation, le modèle couplé de couche limite-sillage a été désactivé.

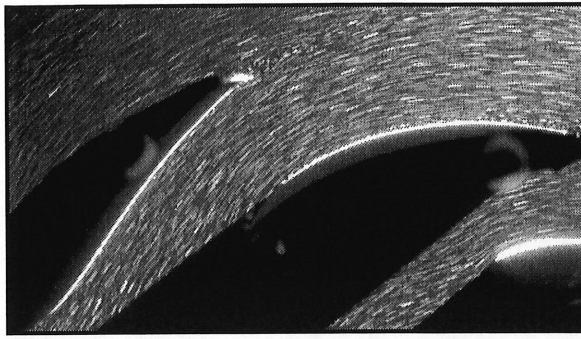
À $\theta_{\text{ang}} = 60^\circ$, on voit une excellente concordance du profil de vitesse à l'entrée de la roue entre le code de simulation et les résultats expérimentaux. À la sortie de la roue, les profils de vitesse correspondent bien aussi, avec un écart maximal de vitesse de 5% aux alentours de $\Gamma_{\text{sortie}} = 0.75$ et un écart maximal d'angle de 3° à $\Gamma_{\text{sortie}} = 0.25$. À $\theta_{\text{ang}} = 200^\circ$, il y a aussi une bonne concordance à l'entrée, mais on note un écart d'angle de 5° pour $\Gamma_{\text{entrée}} > 0.8$. À la sortie, les distributions de vitesse correspondent parfaitement et on ne note qu'un écart maximal d'angle de 5° aux alentours de $\Gamma_{\text{sortie}} = 0.6$.

Si on compare les distributions d'angles de sortie données par le code pour $\theta_{\text{ang}} = 60^\circ$ et pour $\theta_{\text{ang}} = 200^\circ$, on voit qu'elles sont les mêmes. Toutefois, en comparant les deux distributions d'angles de sortie expérimentaux, on note que les angles pour $\theta_{\text{ang}} = 200^\circ$ sont en moyenne moins élevés de 5° par rapport à $\theta_{\text{ang}} = 60^\circ$. Donc l'écoulement est un peu plus tangeant à la roue dans cette région. Cette différence dans les angles pourrait être un effet du bassin, en accord avec les observations faites sur les lignes de courant de la figure 3.10. Donc, étant donné le bon accord entre les profils de vitesse expérimentaux et numériques et le peu de différence entre les profils de vitesse des deux cas, on peut conclure que le bassin a un effet limité sur l'écoulement dans la roue. Les mesures de champ de vitesse dans la roue expérimentale seule se feront à la position $\theta_{\text{ang}} = 60^\circ$.

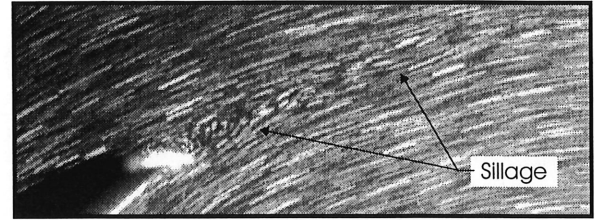
Présentation des résultats pour $n = 0.31 \frac{1}{s}$

Les figures 3.13a et 3.13b montrent la structure de l'écoulement autour de la pale, dans la roue expérimentale, pour $n = 0.31 \frac{1}{s}$. Le débit est estimé à $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$, soit 10% supérieur au débit de design. Ce débit est calculé en intégrant le profil de vitesse à l'entrée de la roue expérimentale (fig. 3.14a-b), soit :

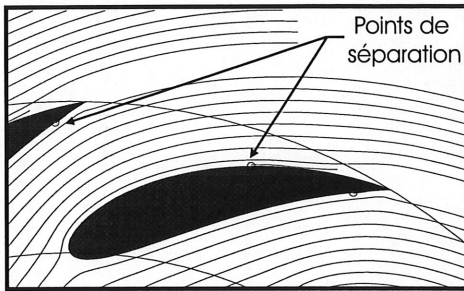
$$Q = \int_A \vec{U} \cdot \vec{n} dA = (0.8 \pi D_{\text{Roue}} H_{\text{Roue}}) \frac{1}{m} \sum_m (U(m) \sin \beta(m)) \quad (3.5)$$



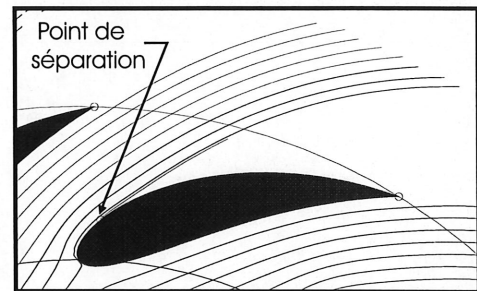
(a)



(b)



(c)



(d)

FIG. 3.13: Structure générale de l'écoulement autour de la pale, $n = 0.31 \frac{1}{s}$: (a) expérimentale, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$; (b) agrandissement du sillage; (c) code de simulation, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$; (d) code de simulation, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$.

où H_{Roue} est l'épaisseur de la roue, D_{Roue} est le diamètre interne de la roue (soit l'arc de cercle le long duquel le profil de vitesse à l'entrée de la roue est mesuré), $U(m)$ et $\beta(m)$ sont la vitesse absolue et l'angle du vecteur vitesse mesurés en "m" points, à l'entrée de la roue (fig. 3.14a–b). Le facteur 0.8 présente la portion du diamètre interne de la roue qui n'est pas recouverte par les pales (tel que souligné précédemment lors de la définition des profils de vitesse mesurés). On estime la marge d'erreur sur ce débit à environ 5%. Les figures 3.13a et 3.13b indiquent la présence d'un faible sillage se dissipant rapidement à la suite de la pale.

Pour le débit de design, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$, le code de simulation prédit également une faible séparation de la couche limite tout près du bord de fuite (figure 3.13c). Comme aucun mécanisme de dissipation du sillage n'a été incorporé au code de simulation [Tardif 1999], le sillage dans ce cas ne se referme pas. Toutefois, au débit expérimental de $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$, la figure 3.13d montre que le code de simulation prédit une structure très différente, soit une

séparation de la couche limite près du bord d'attaque, suivie d'un sillage important. Cette structure ne correspond pas à celle observée expérimentalement.

La figure 3.14 présente les profils de vitesse mesurés dans la roue expérimentale ainsi que ceux prédits par le code de simulation. Pour ce cas, on a désactivé le modèle couplé de couche limite-sillage du code de simulation puisque, expérimentalement, on n'observe pas le sillage prononcé prédit par le modèle.

À l'entrée de la roue (fig. 3.14a-b), les profils de vitesse correspondent très bien. À la sortie de la roue (fig. 3.14c-d), on ne note qu'un écart d'angle maximal de 4° aux alentours de $\Gamma_{\text{sortie}} \approx 0.4$. Pour la vitesse, on note un écart d'environ 5% pour $\Gamma_{\text{sortie}} > 0.6$.

Les profils de vitesse du côté suction et du côté pression de la pale concordent également très bien (fig. 3.14e-f). L'écart maximal de vitesse d'environ 5% peut s'expliquer par la marge d'erreur existante dans l'estimation du débit à l'entrée de la roue. Également, comme les mesures de vitesse sont effectuées près de la paroi de la pale, il est possible que le gradient de vitesse de la couche limite fausse quelque peu les résultats.

Finalement, pour le profil de vitesse mesuré le long de la *courbe moyenne* (fig. 3.14g-h), on voit que les distributions de vitesse correspondent parfaitement. Pour les angles, on observe un écart grandissant pour $x/c > 0.5$: cet écart est de l'ordre de 5° .

Présentation des résultats pour $n = 0.63 \frac{1}{s}$

La figure 3.15 présente la structure de l'écoulement pour $n = 0.63 \frac{1}{s}$. Le débit, calculé de la même façon que le cas précédent, est approximativement de $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$. Le code de simulation et les résultats expérimentaux sont qualitativement ici en bon accord concernant la position du point de séparation du côté suction de la pale. Mais comme dans le cas précédent, le sillage de la roue expérimentale se dissipe rapidement à la suite de la pale, cette dissipation débutant même avant la sortie de la roue. Pour le code de simulation, le sillage ne diminue pas. En fait, le sillage ne peut pas se dissiper puisqu'il n'y a pas de viscosité (écoulement potentiel).

La figure 3.16 présente les profils de vitesse mesurés dans la roue expérimentale ainsi

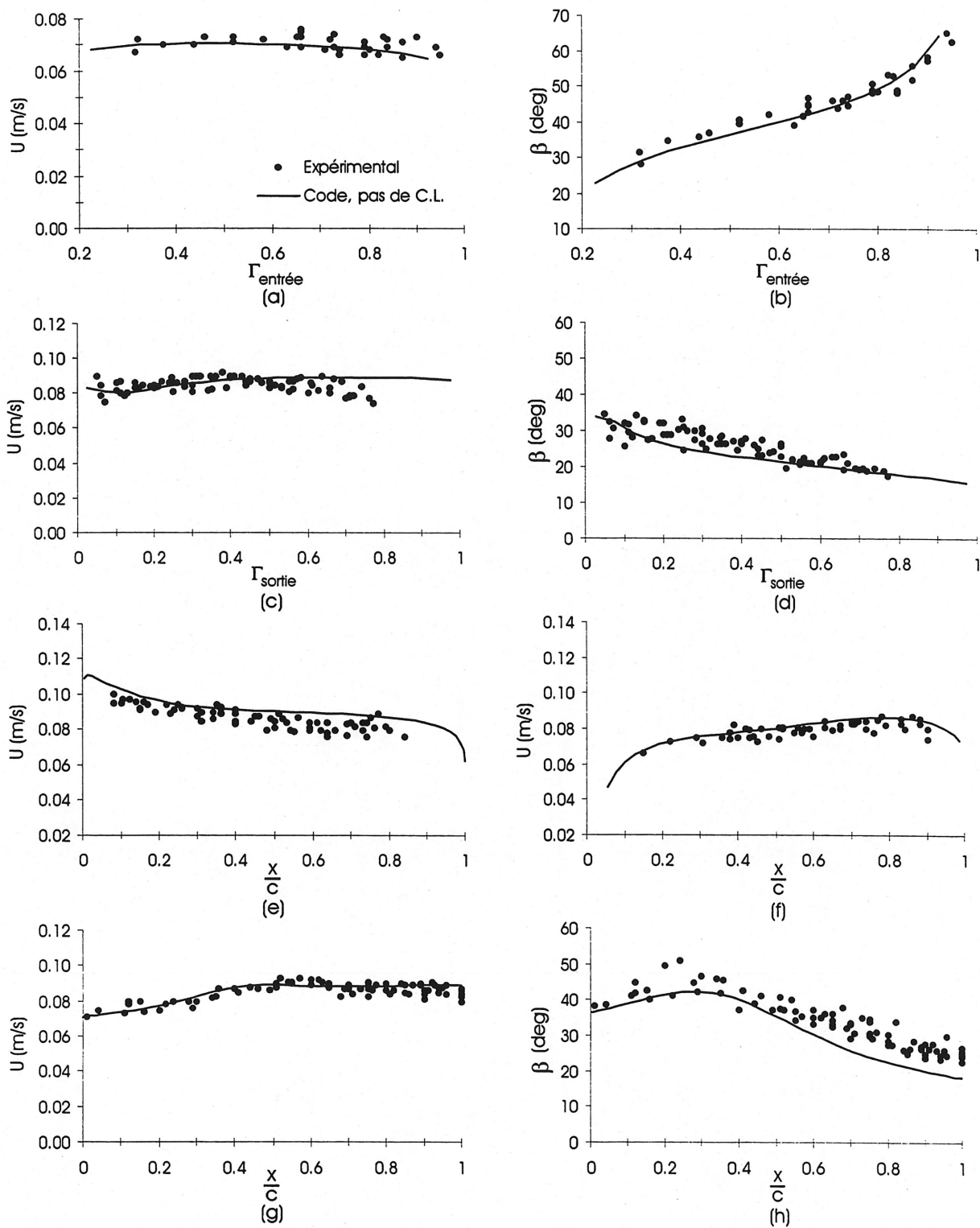
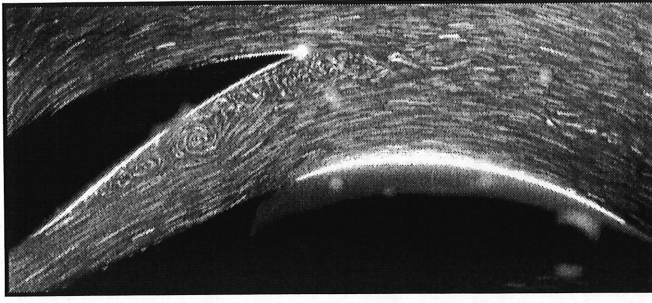
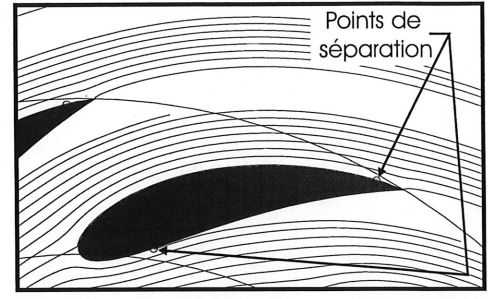


FIG. 3.14: Profils de vitesse roue seule, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse courbe moyenne; (h) angle courbe moyenne.



(a)



(b)

FIG. 3.15: Structure générale de l'écoulement autour de la pale, $n = 0.63 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$: (a) expérimentale; (b) code de simulation.

que ceux prédits par le code de simulation. Pour le code de simulation, on retrouve les profils de vitesse lorsque le modèle couplé de couche limite-sillage est utilisé (*avec C.L.*) et lorsque le modèle est désactivé (*pas de C.L.*).

À l'entrée de la roue, les profils de vitesse correspondent bien. On ne note qu'un écart maximal d'angle d'environ 4° pour $\Gamma_{\text{entrée}} < 0.6$. À la sortie de la roue, la dispersion importante des points expérimentaux s'explique par la turbulence dans l'écoulement due à la présence du sillage du côté suction de la pale. Toutefois, en moyenne, on voit bien que le profil obtenu avec le code sans modèle couplé de couche limite-sillage correspond bien avec les résultats expérimentaux. Ce fait vient appuyer l'observation faite précédemment qu'expérimentalement la dissipation et la fermeture du sillage débute avant même la sortie de la roue.

Le profil de vitesse expérimental du côté pression de la pale se situe entre les deux profils donnés par le code de simulation. Mais le profil de vitesse numérique sans modèle couplé de couche limite-sillage est le plus près des résultats expérimentaux. Cette situation s'explique par la forme du sillage. Expérimentalement, le sillage bloque une partie de la section entre les pales, d'où des vitesses plus élevées que celles prédites par le code de simulation sans le modèle couplé de couche limite-sillage. Mais ce sillage est moins important que le sillage simulé par le modèle couplé, d'où une section *effective* entre les pales comparativement plus grande et des vitesses plus faibles. La dispersion des points expérimentaux est due à la turbulence créée par le sillage. Aucune mesure de vitesse n'a été faite du côté suction de la pale étant donné que le sillage recouvre ce côté de la pale.

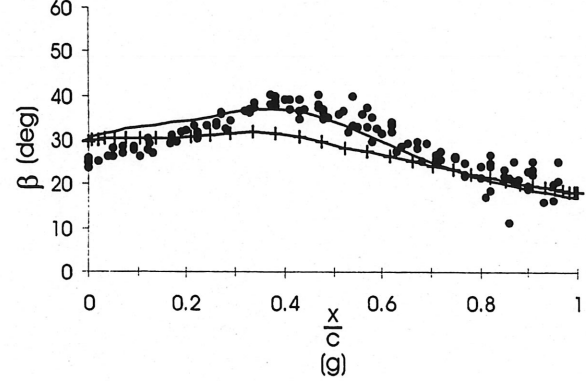
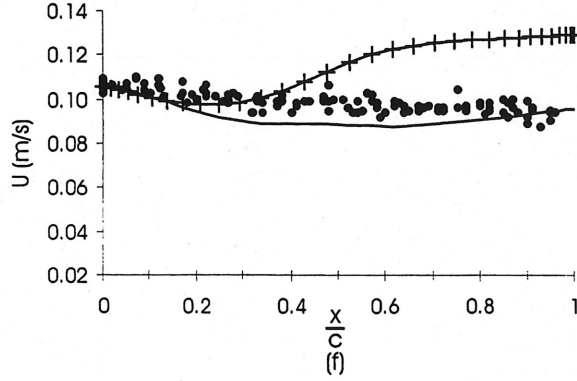
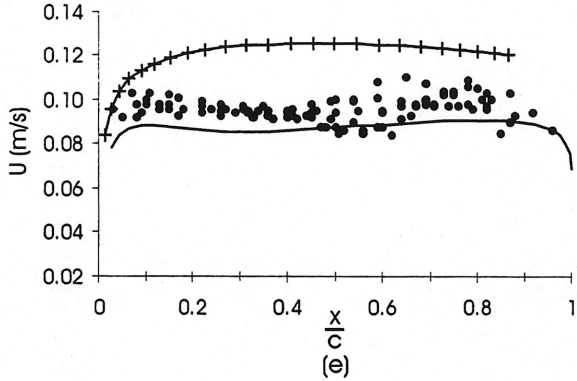
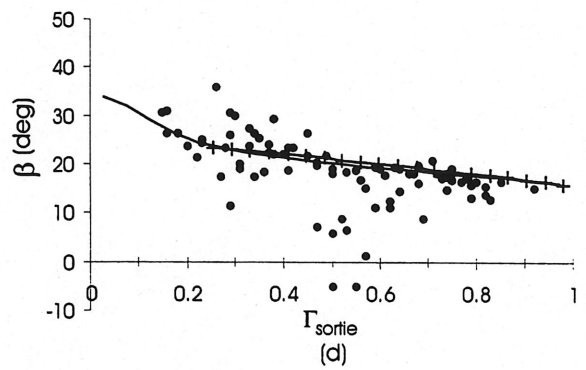
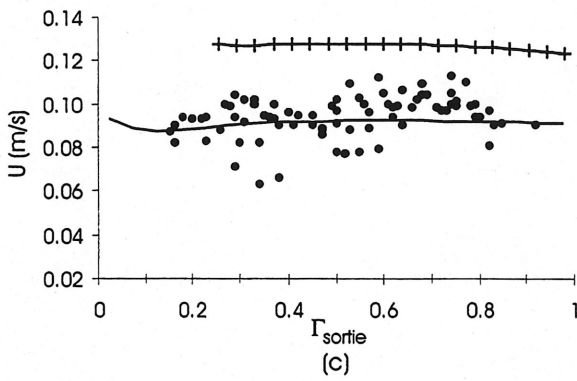
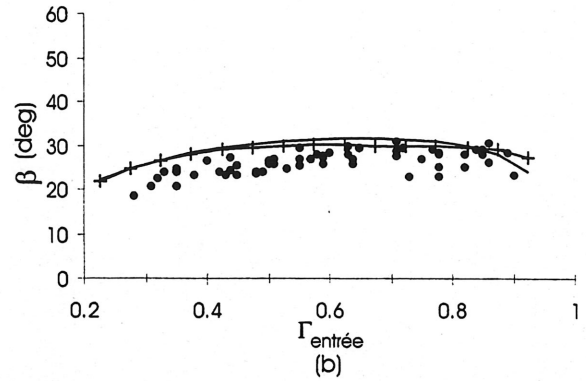
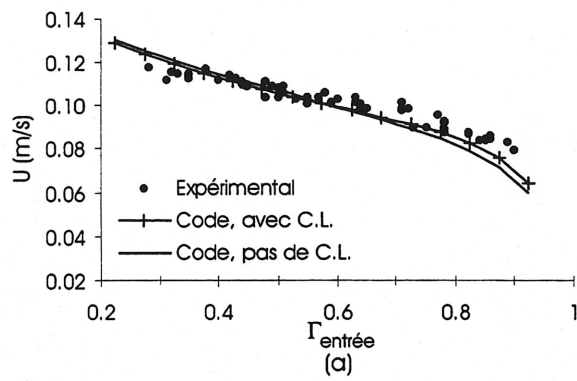


FIG. 3.16: Profils de vitesse roue seule, $n = 0.63 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse *courbe moyenne*; (g) angle *courbe moyenne*.

Finalement, pour les profils de vitesse sur la *courbe moyenne*, les distributions d'angle ont les mêmes tendances. Les écarts notés sont liés aux formes différentes du sillage entre le modèle expérimental et le code de simulation. Quant à la distribution de vitesse, la remarque est la même que pour le profil de vitesse du côté pression de la pale.

Présentation des résultats pour $n = 0.21 \frac{1}{s}$

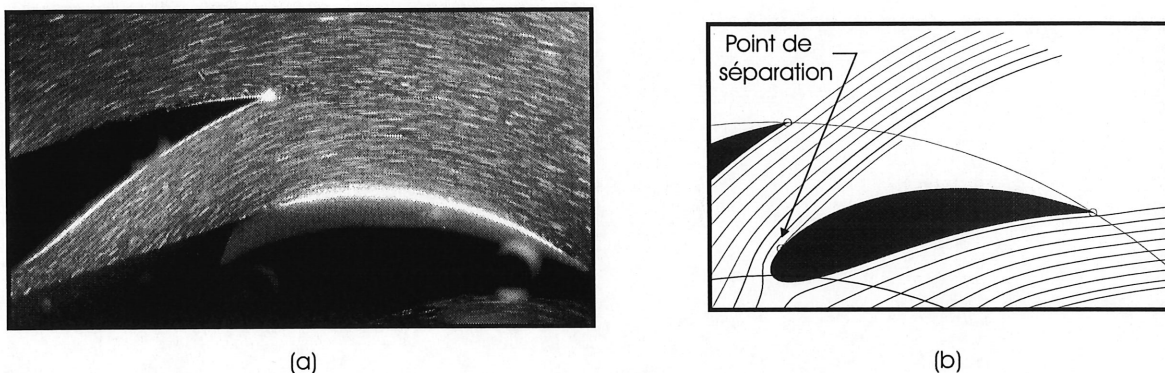


FIG. 3.17: Structure générale de l'écoulement autour de la pale, $n = 0.21 \frac{1}{s}$: (a) expérimentale; (b) code de simulation.

La figure 3.17 présente la structure de l'écoulement pour $n = 0.21 \frac{1}{s}$. Le débit calculé est de $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$. Dans ce cas, le code de simulation prédit une séparation hâtive de la couche limite du côté pression de la pale ainsi que la formation d'un sillage important (figure 3.17b). Toutefois, expérimentalement, on n'observe pas de séparation de la couche limite (figure 3.17a).

La figure 3.18 présente les profils de vitesse expérimental et numérique : le modèle couplé de couche limite-sillage du code a été désactivé. Dans ce cas, les profils de vitesse sont en bon accord. À l'entrée de la roue, les profils de vitesse correspondent bien, avec un écart maximal d'angle d'environ 3° . À la sortie de la roue, on note un écart d'angle maximal de 6° aux alentours de $\Gamma_{\text{sortie}} \approx 0.4$. Toutefois, pour la vitesse, on note un écart allant jusqu'à 15% pour $\Gamma_{\text{sortie}} > 0.6$.

Les profils de vitesse du côté suction et du côté pression de la pale présentent les mêmes tendances. L'écart maximal de vitesse est d'environ 7%. Cet écart peut être encore lié à l'erreur sur l'estimation du débit et à l'influence du gradient de vitesse de la couche

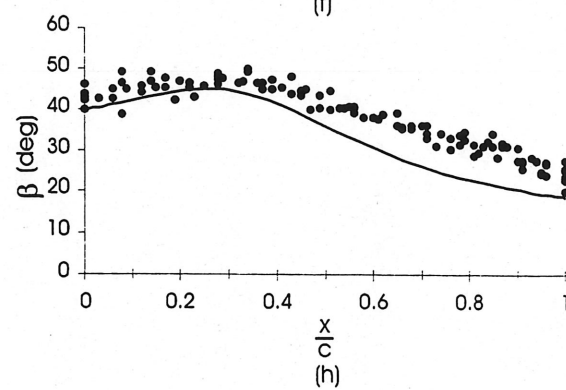
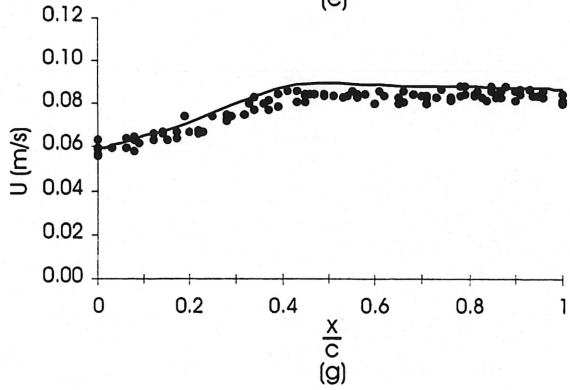
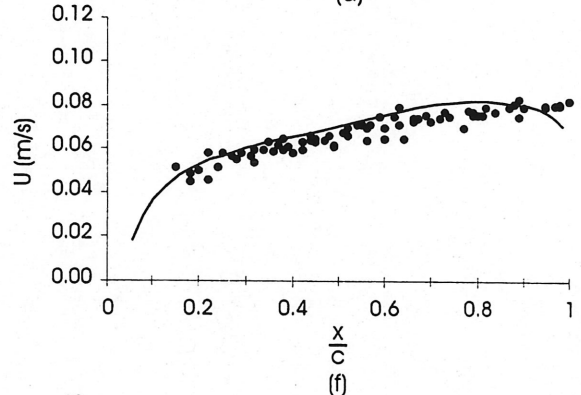
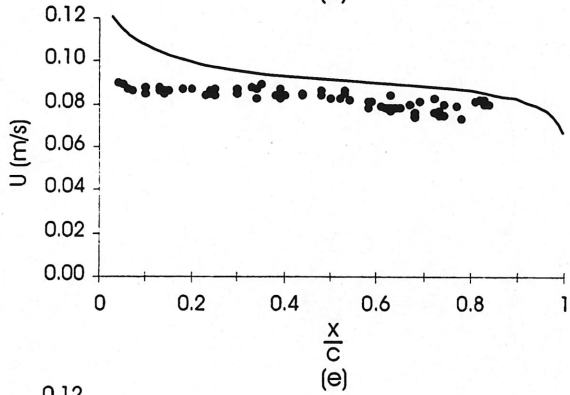
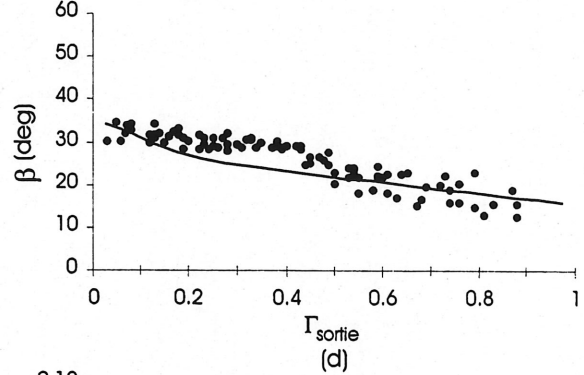
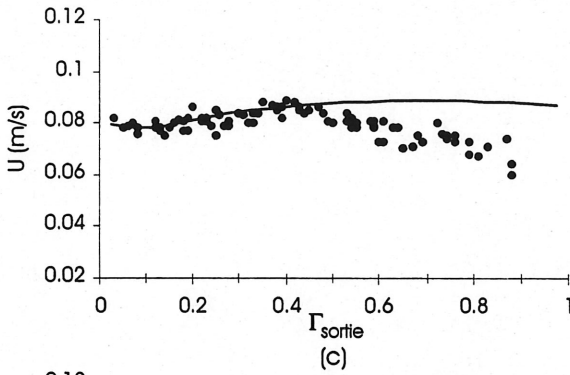
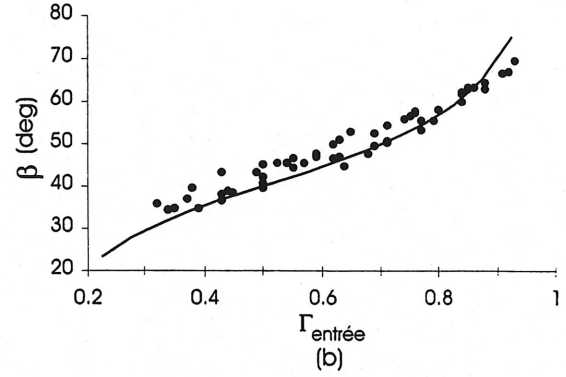
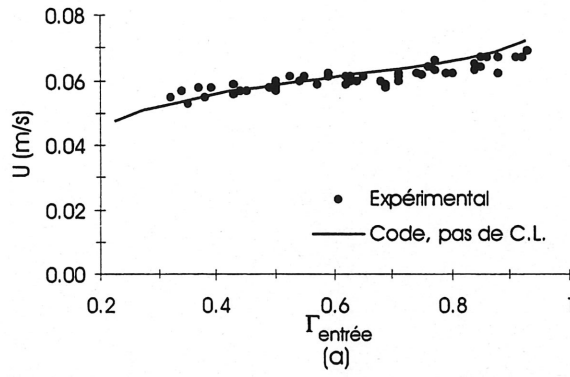


FIG. 3.18: Profils de vitesse roue seule, $n = 0.21 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0069 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse courbe moyenne; (h) angle courbe moyenne.

limite.

Finalement, pour le profil de vitesse mesuré le long de la *courbe moyenne*, on voit que les distributions de vitesse ont la même tendance. Pour les angles, on observe un écart grandissant pour $x/c > 0.5$. L'écart maximal est de 8° .

Présentation des résultats pour la roue immobile

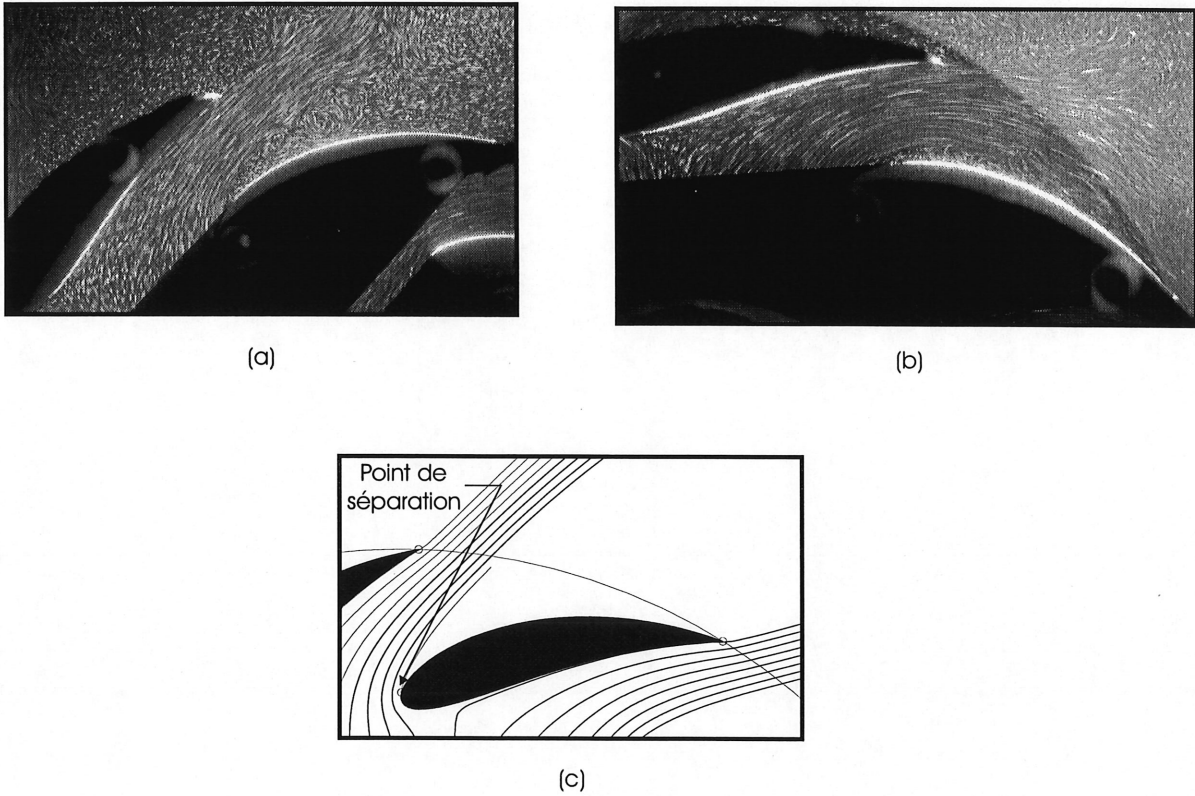


FIG. 3.19: Structure générale de l'écoulement autour de la pale, pas de rotation de la roue : (a) première structure expérimentale; (b) deuxième structure expérimentale; (c) code de simulation.

Finalement, la figure 3.19 présente les résultats pour la roue immobile, c'est-à-dire ne tournant pas. Le code de simulation prédit une séparation de la couche limite ainsi qu'un sillage très important (figure 3.19c). Expérimentalement, deux types de structure ont été observées. La première, figure 3.19a, est similaire à la structure prédite par le code de simulation. La seconde, figure 3.19b, présente aussi un décollement de la couche limite près du bord d'attaque. Toutefois, le sillage est beaucoup plus refermé. Le mécanisme favorisant l'une des deux structures n'est pas bien défini : l'apparition de l'une ou l'autre semble être

fonction du niveau de turbulence dans la région avoisinante à la roue. On peut observer la formation de la première structure pour quelques pales de la roue et la formation de la seconde structure pour les autres pales. Sur une période de temps, pour une même pale, on peut voir l'écoulement évoluer d'une structure à l'autre. Les observations suivantes ont toutefois pu être faites :

- a) la structure avec un fort sillage apparaît généralement quand l'eau dans le bassin est initialement au repos (aucune turbulence) lors du démarrage de la pompe d'alimentation ;
- b) l'imposition de la moindre rotation sur la roue expérimentale amène l'écoulement à adopter la structure avec faible sillage ;
- c) l'imposition d'une rotation inverse au sens normal amène l'écoulement à adopter la structure avec large sillage.

Aucune mesure de profil de vitesse n'a été effectuée dans ce cas.

Résumé des résultats

Ici, on présente un résumé de l'analyse des résultats faite par Tardif (1999).

Pour expliquer les différences concernant la forme des sillages et la position des points de séparation, Tardif avance deux hypothèses. D'abord, le sillage du code de simulation ne se referme pas à cause du modèle utilisé. Dans son modèle, Tardif *génère* un certain débit afin de former le sillage. Comme aucun mécanisme n'existe pour absorber éventuellement ce débit, le sillage ne se referme pas. Deuxièmement, les modèles de couche limite et de sillage négligent certaines accélérations auxquelles sont soumises le fluide dans une roue centrifuge :

- 1) l'accélération due à l'effet Coriolis ;
- 2) l'accélération due à la rotation de la roue ;
- 3) l'accélération normale à la paroi de la pale due à la courbure de la pale.

On croit que l'effet de ces termes ne serait pas négligeable. L'analyse de ces différents termes est faite par Tardif (1999).

Également, on croit que certains écarts notés dans les profils de vitesse seraient dus à des turbulences produites par l'injecteur. Et comme souligné précédemment, le mur du bassin a pu influencer quelque peu les profils de vitesse près de la sortie de la roue, notamment les distributions d'angle.

Malgré tout, de ces résultats, on peut conclure que le code de simulation de la roue de Tardif prédit correctement la structure de l'écoulement lorsqu'il n'y a pas de séparation de la couche limite aux parois de la pale. Dans tous les cas, les profils de vitesse expérimentaux et numériques correspondent mieux quand le modèle couplé de couche limite-sillage est désactivé.

3.5.4 Volute expérimentale seule

Définition des profils de vitesse mesurés

La figure 3.20 illustre la définition des lignes le long desquelles les profils de vitesse sont mesurés à l'intérieur du modèle de la volute ainsi que les repères locaux utilisés.

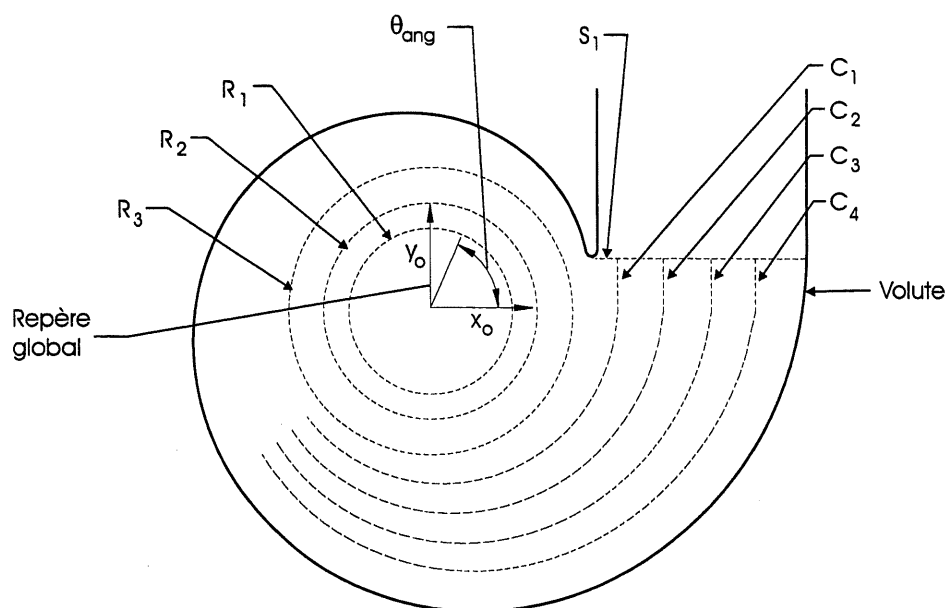


FIG. 3.20: Profils de vitesse mesurés dans la volute.

S_1 est une droite, parallèle à l'axe X_o du repère global, débutant à la pointe du "cut-

off” et traversant la section de sortie de la volute. La position d’un point de mesure est la distance entre ce point et la pointe du “cut-off”, adimensionnalisée par la largeur de la sortie. L’angle d’un vecteur vitesse est mesuré par rapport à S_1 , dans le sens trigonométrique.

R_1 , R_2 et R_3 sont trois cercles centrés à l’origine du repère global. Le premier a un rayon de 0.113 m et est situé à mi-distance entre la sortie de l’injecteur et l’entrée de la roue expérimentale. Le deuxième a un rayon de 0.15 m, soit le même que le cercle délimitant l’entrée du modèle de roue. Le troisième a un rayon de 0.20 m, soit le même que le cercle délimitant la sortie du modèle de roue. Tel que défini par la figure 3.20, l’angle θ_{ang} est la variable donnant la position d’un point de mesure. L’angle d’un vecteur vitesse, β , est défini de la même façon que pour les mesures de vitesse dans la roue expérimentale.

Finalement, C_1 , C_2 , C_3 et C_4 sont des courbes dont la forme est une développée type exponentielle. Les équations de ces exponentielles, en coordonnées cylindriques, sont :

$$C_1 \rightarrow r = 0.180 \exp(0.061 \theta_{\text{ang}})$$

$$C_2 \rightarrow r = 0.174 \exp(0.101 \theta_{\text{ang}})$$

$$C_3 \rightarrow r = 0.170 \exp(0.134 \theta_{\text{ang}})$$

$$C_4 \rightarrow r = 0.170 \exp(0.157 \theta_{\text{ang}})$$

Où θ_{ang} est en radians. Ces courbes sont prolongées par des droites de $\theta_{\text{ang}} = 360^\circ$ jusqu’à la section de sortie de la volute. Comme le montre la figure, les mesures débutent à $\theta_{\text{ang}} = 220^\circ$. Ce choix est dû aux importantes turbulences tridimensionnelles présentes dans la volute (voir plus loin), empêchant toute mesure de vitesse dans le secteur précédant $\theta_{\text{ang}} = 220^\circ$. La position d’un point de mesure et l’angle d’un vecteur sont définis comme pour les mesures sur R_1 , R_2 et R_3 .

Analyse de l'environnement expérimental de la volute

Le code de simulation de la volute pose, entre autres, les hypothèses suivantes :

- i) l'écoulement dans la volute est généré à partir d'une source ponctuelle ;
- ii) l'écoulement dans la volute est bidimensionnel ;
- iii) l'écoulement dans la volute est en régime permanent ;

Le respect de la première hypothèse n'est pas assuré pour deux raisons. Premièrement, à la section 3.5.2, on a observé que le champ de vitesse à la sortie de l'injecteur n'est pas axisymétrique. Deuxièmement, de part sa taille relativement importante, l'injecteur ne peut pas être considéré comme étant un "objet ponctuel". On doit donc tenir compte de cette situation lors de la comparaison des profils de vitesse expérimentaux et numériques : pour le code de simulation, on utilisera comme condition d'entrée de la volute le profil de vitesse mesuré expérimentalement sur R_1 .

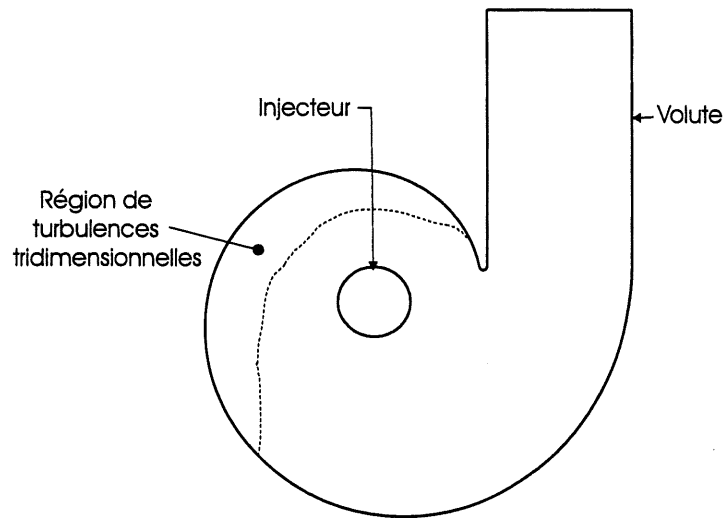


FIG. 3.21: Région de la volute expérimentale couverte par des turbulences tridimensionnelles.

La visualisation de la structure générale de l'écoulement dans la volute nous indique que la deuxième hypothèse n'est pas entièrement respectée. En effet, on note la présence d'importantes turbulences tridimensionnelles dans le secteur compris entre le "cut-off" et $\theta_{\text{ang}} = 220^\circ$ (fig. 3.21). On croit que les turbulences sont causées par trois facteurs :

- i) les importants gradients de vitesse dans cette région. Ces gradients sont causés par la proximité relative de la paroi de la volute à l'injecteur et par la présence du point de stagnation de la volute dans ce secteur ;
- ii) l'asymétrie et les instabilités de l'écoulement à la sortie de l'injecteur ;
- iii) l'effet de divergence subit par l'écoulement entre l'injecteur et la paroi de la volute aurait pour effet d'amplifier ces instabilités ;

Les conséquences de ce phénomène sur les profils de vitesse mesurés dans la volute sont difficiles à déterminer avec certitude. À la section 4.5.4, on discute de ces effets possibles en comparant les profils de vitesse expérimentaux et numériques. Pour les autres régions de la volute, on constate visuellement que la bidimensionnalité est relativement bien respectée.

Pour la troisième hypothèse, de par le design du montage expérimental, on peut considérer que l'écoulement dans la volute est en régime permanent. Toutefois, la diffusion des turbulences identifiées précédemment a pour effet de perturber l'écoulement dans la volute. Il est donc nécessaire de moyenniser les profils de vitesse : les figures regroupent donc les points expérimentaux extraits de six mesures de champ de vitesse.

Présentation des résultats

Comme discuté à la section 3.5.2, deux séries de mesures ont été effectuées dans la volute. Chaque série de mesure a une différente position angulaire de l'injecteur par rapport à la volute. Les profils de vitesse mesurés apparaissent à l'annexe H. Avant de comparer ces profils de vitesse mesurés à ceux prédits par le code de simulation (section 4.5.4), certaines remarques peuvent être faites ici concernant la structure générale de l'écoulement dans le modèle de la volute.

Tout d'abord, on voit très nettement les effets de l'asymétrie de l'écoulement à la sortie de l'injecteur et des turbulences identifiées précédemment sur les profils de vitesse mesurés. Parfois, la distribution des points expérimentaux peut être importante (figure H.4, distributions de vitesse, secteur $70^\circ < \theta_{\text{ang}} < 200^\circ$). On peut aussi parfois noter des différences entre les profils de vitesse des deux séries de mesure. Par exemple, pour le profil de vitesse sur C_1 (figure H.5), les vitesses et les angles sont plus élevés pour la seconde série de

mesures que pour la première série de mesures dans le secteur $270^\circ < \theta_{\text{ang}} < 350^\circ$ mais sont moins élevés dans le secteur $220^\circ < \theta_{\text{ang}} < 250^\circ$. Finalement, des fluctuations apparaissent dans les profils de vitesse (figure H.2b, distribution de vitesse, secteur $180^\circ < \theta_{\text{ang}} < 300^\circ$). Malgré ces phénomènes, les résultats expérimentaux montrent les tendances générales des profils de vitesse.

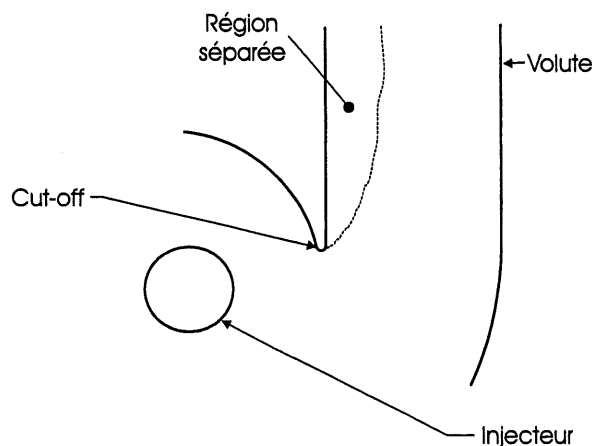


FIG. 3.22: Région séparée à la suite du "cut-off" de la volute.

La figure H.1 présente le profil de vitesse sur S_1 . En intégrant ce profil, on obtient un débit de $Q \approx 0.0063 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$. La figure 3.22 illustre qualitativement la région séparée observée à la paroi de la volute, à la suite du "cut-off". Les profils de vitesse de la figure H.1 montrent que la vitesse est élevée près du "cut-off". La séparation de l'écoulement peut donc être causée par une forte décélération de l'écoulement dans cette région en pénétrant dans la section de sortie. On peut voir que la vitesse sur l'autre moitié de S_1 est presque constante.

Les profils de vitesse sur R_1 , R_2 et R_3 (figures H.2 à H.4) montrent que l'écoulement à la sortie de l'injecteur ne demeure pas radial : les distributions d'angle indiquent qu'une composante tangentielle de vitesse apparaît rapidement. La norme de cette composante est fonction de la position angulaire et de la proximité de la paroi de la volute. Sur R_2 , correspondant à l'entrée de la roue expérimentale, la distribution d'angle s'échelonne sur une plage d'environ 90° .

Contrairement à un ensemble roue-volute, le point de stagnation d'une volute seule ne se situe pas au "cut-off". Dans le cas étudié, on estime que le point de stagnation se situe aux alentours de $\theta_{\text{ang}} = 120^\circ$; la position exacte de ce point de stagnation n'a pu être

observée à cause des importantes turbulences tridimensionnelles dans cette région. Toutefois, en comparant les distributions d'angle sur R_1 , R_2 et R_3 , on voit que vers $\theta_{\text{ang}} = 120^\circ$ l'écoulement demeure continuellement radial ($\beta = 90^\circ$), indiquant la présence dans cette direction de la ligne de stagnation.

La vitesse est également beaucoup plus élevée dans la direction du "cut-off" ; sur R_2 , la vitesse moyenne est de l'ordre de 0.035 m/s sauf dans la région du "cut-off" où elle atteint presque 0.07 m/s. Cette vitesse plus élevée est liée à la position du point de stagnation par rapport à la sortie de la volute et à un effet de convergence sur l'écoulement créé par la proximité relative du cut-off à l'injecteur. En effet, tout le débit sortant de l'injecteur dans le secteur compris entre le "cut-off" et le point de stagnation ($\theta_{\text{ang}} = 120^\circ$) doit passer par la section restreinte entre l'injecteur et le "cut-off" pour sortir de la volute, d'où les vitesses élevées mesurées.

3.5.5 Roue expérimentale avec la volute

Secteurs étudiés du couple roue-volute

Cette série de mesures a pour but de déterminer l'effet de la volute sur l'écoulement à l'intérieur de la roue expérimentale. Pour ce faire, les profils de vitesse ont été mesurés à l'intérieur de la roue pour les trois vitesses de rotation et dans trois différents secteurs du couple roue-volute. Les positions angulaires de ces secteurs, relatives à la volute, sont $\theta_{\text{ang}} = 35^\circ$, $\theta_{\text{ang}} = 65^\circ$ et $\theta_{\text{ang}} = 305^\circ$ (figure 3.23). L'annexe I présente les résultats.

Il faut préciser ici que, durant les essais, le point de stagnation dans la volute se situait entre $\theta_{\text{ang}} = 90^\circ$ et $\theta_{\text{ang}} = 180^\circ$, soit dans la même région que lors des essais avec la volute seule. La vitesse de rotation de la roue expérimentale n'était pas assez élevée pour suffisamment accélérer tangentiellement l'écoulement afin de ramener ce point de stagnation dans la région du "cut-off". Il n'était pas possible de localiser avec précision la position de ce point à cause des fortes turbulences tridimensionnelles dans ce secteur entre la roue et la paroi de la volute.

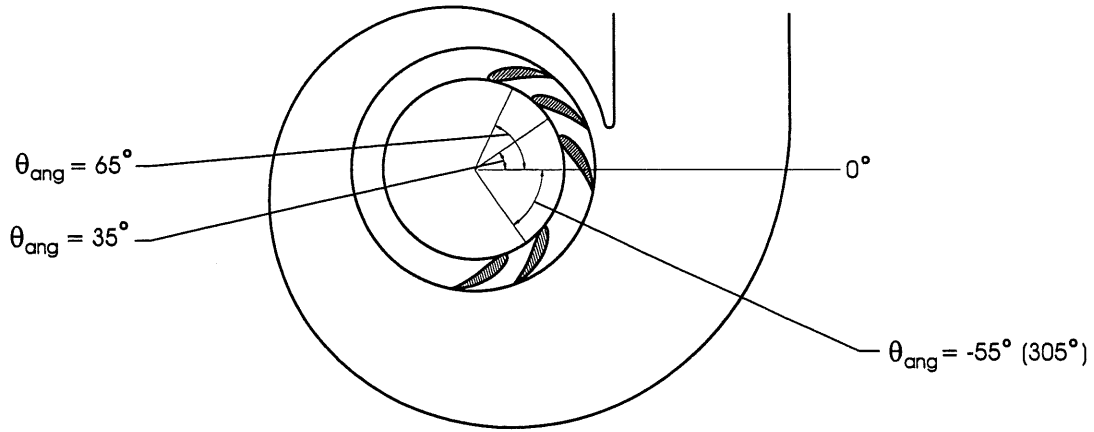


FIG. 3.23: Positions angulaires des secteurs étudiés du couple roue-volute.

Conditions de l'écoulement précédant l'entrée de la roue

La première observation importante sur les résultats est que les profils de vitesse à l'entrée de la roue sont différents d'un secteur à l'autre. La figure 3.24 compare les profils de vitesse à l'entrée de la roue pour $n = 0.31 \frac{1}{s}$. On a rajouté sur cette figure le profil de vitesse prédit par le code de simulation au débit de design $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$.

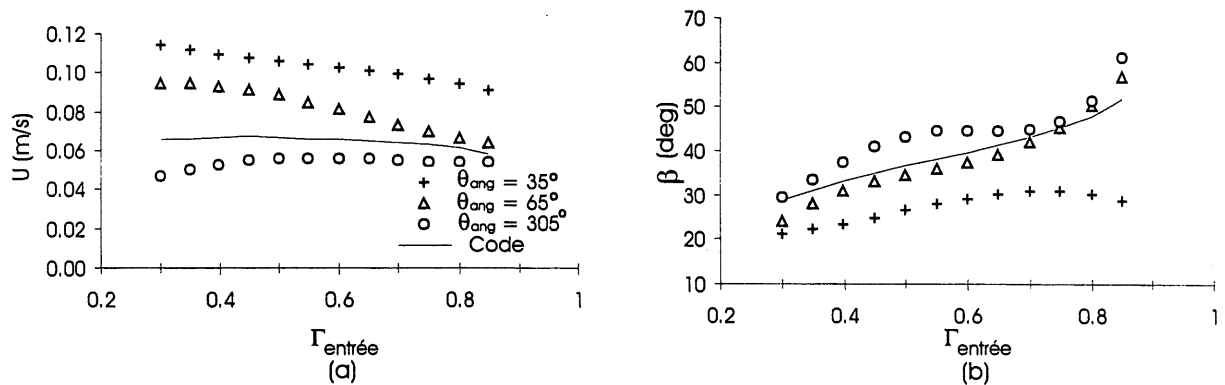


FIG. 3.24: Profils de vitesse à l'entrée de la roue expérimentale avec volute pour différentes positions angulaires, $n = 0.31 \frac{1}{s}$: (a) distributions moyennes de vitesse; (b) distributions moyennes d'angle.

Les profils de vitesse sont différents parce que les conditions d'entrée de la roue varient d'une position angulaire à l'autre, en terme de vélocité et d'angle, à cause de la présence de la volute. Il faut donc inclure ces effets dans le code de simulation de la roue afin de pouvoir comparer les profils de vitesse expérimentaux à ceux prédits par le code.

Or, le code de simulation présume un écoulement *axisymétrique* dans la roue, ce qui n'est clairement pas le cas ici. Afin de calculer un cas, par exemple pour le secteur $\theta_{\text{ang}} = 35^\circ$ et $n = 0.31 \frac{1}{s}$, on doit supposer que les conditions que l'on retrouve dans ce secteur (vitesse, angle) s'appliquent sur toute l'entrée de la roue : on pose ainsi implicitement l'hypothèse que l'asymétrie de l'écoulement a un effet négligeable sur les profils de vitesse dans une région de la roue. Pour les conditions d'entrée que l'on retrouve dans un secteur, le code peut alors calculer les profils de vitesse associés à ces conditions.

La vitesse que l'on retrouve pour un secteur est imposée pour toute la roue via le débit correspondant à cette vitesse. Pour ce qui est de l'angle des vecteurs tout juste avant l'entrée de la roue, le code de simulation dispose d'une option afin d'imposer une *prérotation* au fluide (Tardif 1999). Les figures de l'annexe I comprennent ainsi, en plus des résultats expérimentaux, les profils de vitesse prédits par le code de simulation sans prérotation et avec une prérotation ; cette prérotation correspond à l'angle moyen des vecteurs vitesse mesuré sur R_2 pour la volute seule, dans le secteur considéré (fig. H.3). Pour certains cas, on a observé que les profils de vitesse expérimental et numérique correspondent mieux avec une prérotation différente de celle mesurée dans la volute seule : on a alors rajouté le profil de vitesse donné par le code pour cette prérotation. Il est à souligner que, suivant les conclusions de la section 3.5.3, le modèle couplé de couche limite-sillage du code de simulation a été désactivé.

Le tableau 3.7 présente les débits et les prérotations pour chaque secteur. On retrouve :

- a) P_V : la prérotation mesurée pour la volute seule (figure H.3) ;
- b) P_R : la prérotation pour laquelle on obtient la meilleure correspondance des profils de vitesse numérique et expérimental ;
- c) Q_V : le débit *effectif* passant par ce secteur dans la volute seule, calculé à partir du profil de vitesse mesuré sur R_2 pour ce secteur (fig. H.3) ;
- d) Q_R : le débit *effectif* perçu calculé à partir du profil de vitesse mesuré à l'entrée de la roue dans ce secteur.

La prérotation est l'angle entre le vecteur vitesse et la direction radiale. L'angle est positif pour une prérotation dans le sens trigonométrique. Il est à noter que l'on a utilisé le

débit Q_R pour les simulations du code.

n	P_V	P_R	Q_V	Q_R
$\theta_{\text{ang}} = 35^\circ$				
$0.21 \frac{1}{s}$	-50°	-33°	$0.0076 \frac{m^3}{s}$	$0.0104 \frac{m^3}{s}$
$0.31 \frac{1}{s}$	-50°	-30°	$0.0076 \frac{m^3}{s}$	$0.0095 \frac{m^3}{s}$
$0.63 \frac{1}{s}$	-50°	-20°	$0.0076 \frac{m^3}{s}$	$0.0079 \frac{m^3}{s}$
$\theta_{\text{ang}} = 65^\circ$				
$0.21 \frac{1}{s}$	-45°	-55°	$0.0053 \frac{m^3}{s}$	$0.0054 \frac{m^3}{s}$
$0.31 \frac{1}{s}$	-45°	-45°	$0.0053 \frac{m^3}{s}$	$0.0057 \frac{m^3}{s}$
$0.63 \frac{1}{s}$	-45°	-45°	$0.0053 \frac{m^3}{s}$	$0.0066 \frac{m^3}{s}$
$\theta_{\text{ang}} = 305^\circ$				
$0.21 \frac{1}{s}$	25°	25°	$0.0066 \frac{m^3}{s}$	$0.0057 \frac{m^3}{s}$
$0.31 \frac{1}{s}$	25°	25°	$0.0066 \frac{m^3}{s}$	$0.0057 \frac{m^3}{s}$
$0.63 \frac{1}{s}$	25°	25°	$0.0066 \frac{m^3}{s}$	$0.0063 \frac{m^3}{s}$

TAB. 3.7: Prérotations et débits induits par la volute à l'entrée de la roue expérimentale.

Résultats pour le profil de vitesse à l'entrée de la roue

On obtient une très bonne correspondance entre les profils de vitesse d'entrée expérimentaux et numériques lorsque les conditions d'entrée de la roue concordent numériquement et expérimentalement (exemple : figures I.2a-b).

À $\theta_{\text{ang}} = 65^\circ$ et $\theta_{\text{ang}} = 305^\circ$, la prérotation nécessaire s'approche ou égale la prérotation mesurée dans la volute seule. À $\theta_{\text{ang}} = 35^\circ$, on note un écart de 17° à 30° entre la prérotation pour le couple roue-volute et la prérotation dans la volute seule. Toutefois ce secteur est près du "cut-off", une région où les gradients de vitesse sont importants et où on note également la présence d'importantes turbulences tridimensionnelles entre la roue et la paroi de la volute. Ces phénomènes combinés à l'effet de la roue ont pu modifier les conditions de l'écoulement entre le couple roue-volute et la volute seule.

Résultats pour le profil de vitesse à la sortie de la roue

Pour tous les cas, on voit que le profil de vitesse de sortie calculé par le code est indépendant de la prérotation imposée à l'entrée de la roue. Par exemple, pour le cas illustré par les figures I.3c-d, on voit que les profils de vitesse à la sortie sont les mêmes malgré les différentes prérotations imposées (-20° , -50° et aucune prérotation). Ce fait illustre bien que le passage entre deux pales agit comme "un conduit" dirigeant l'écoulement vers un angle final à la sortie.

Mais, expérimentalement, la volute peut avoir un effet sur le profil de vitesse à la sortie de la roue. À $\theta_{\text{ang}} = 35^\circ$ (fig. I.1c-d, I.2c-d et I.3c-d) et $\theta_{\text{ang}} = 65^\circ$ (fig. I.4c-d, I.5c-d et I.6c-d), les profils de vitesse expérimentaux et numériques ne correspondent pas. Notamment, les angles sont souvent plus faibles que ceux prédits par le code de simulation : l'écoulement est plus tangent à la roue. Pour ces cas, l'influence de la volute est maximale puisque la roue est près de la paroi de la volute et du "cut-off".

À $\theta_{\text{ang}} = 305^\circ$ (fig. I.7c-d, I.8c-d et I.9c-d), on obtient une excellente correspondance des profils de vitesse à la sortie de la roue : la volute n'a pas d'influence. La distribution des points expérimentaux pour $n = 0.63 \frac{1}{s}$ est due à de la turbulence générée par un sillage présent du côté suction de la pale. Pour les deux autres vitesses de rotation, on croit que la distribution des points expérimentaux a été causée par une certaine turbulence due à l'injecteur. Cette turbulence est identifiable sur les distributions d'angle d'entrée (fig. I.7b et I.8b).

Résultats pour le profil de vitesse du côté suction de la pale

Lorsque les conditions d'entrée imposées dans le code sont exactes (débit, prérotation), on obtient une très bonne correspondance des profils de vitesse expérimentaux et numériques du côté suction de la pale. Les figures I.2f et I.4f illustrent bien ce fait. Pour certains cas, le profil de vitesse du côté suction de la pale n'a pas été mesuré dû au décollement de la couche limite et à la présence d'un sillage de ce côté de la pale.

Résultats pour le profil de vitesse du côté pression de la pale

Pour les profils de vitesse du côté pression de la pale, les résultats diffèrent d'un secteur à l'autre.

À $\theta_{\text{ang}} = 305^\circ$, les profils correspondent très bien pour $n = 0.31 \frac{1}{s}$ (fig. I.8e). Pour $n = 0.63 \frac{1}{s}$ (fig. I.9e), on note un certain écart entre les profils de vitesse expérimental et numérique. Cet écart s'explique par un sillage présent du côté suction de la pale ayant pour effet d'obstruer une partie de la section entre les deux pales, donc d'accélérer l'écoulement. Pour $n = 0.21 \frac{1}{s}$, aucune mesure n'a été faite due à la présence d'un mince sillage longeant la paroi de ce côté de la pale. On croit que ce sillage était causé par une turbulence de l'injecteur, telle qu'identifiée précédemment lors de l'analyse des profils de vitesse de sortie.

À $\theta_{\text{ang}} = 35^\circ$, pour $n = 0.31 \frac{1}{s}$ (fig. I.2e), les profils de vitesse correspondent jusqu'au point de décollement de la couche limite de ce côté de la pale. Pour $n = 0.21 \frac{1}{s}$, aucun profil de vitesse n'a été mesuré à cause du décollement complet de la couche limite. Pour $n = 0.63 \frac{1}{s}$, les vitesses mesurées expérimentalement sont plus élevées à cause du sillage présent du côté suction de la pale : ce dernier a pour effet de diminuer la section effective entre les pales, donc d'augmenter la vitesse de l'écoulement.

À $\theta_{\text{ang}} = 65^\circ$, les profils de vitesse expérimental et numérique du côté pression de la pale ne correspondent jamais (figures I.4e, I.5e et I.6e). En plus, le profil de vitesse prédit par le code de simulation est indépendant de la prérotation rajoutée : les profils numériques sont tous superposés. On croit que cet écart s'explique à partir de la figure 3.23. Cette figure montre que le côté pression de la pale est orienté vers l'extérieur de la roue. Ainsi, le profil de vitesse de ce côté de la pale peut être plus facilement "influencé" par l'écoulement à l'extérieur de la roue. Or, à $\theta_{\text{ang}} = 65^\circ$, la figure montre bien que l'extrados du profil est directement orienté vers la région du "cut-off" de la volute, là où l'on retrouve d'importants gradients de vitesse. Malgré tout, pour $n = 0.21 \frac{1}{s}$ et pour $n = 0.31 \frac{1}{s}$, les moyennes des profils de vitesse expérimentaux et numériques sont semblables.

Résultats pour le profil de vitesse sur la *courbe moyenne*

Ces profils de vitesse ne font que confirmer une correspondance accrue entre les résultats expérimentaux et numériques lors de l'ajout de la prérotation (fig. I.8g-h). Comme précédemment, on croit que les écarts notés parfois entre les profils de vitesse expérimentaux et numériques sont causés soit par la présence d'un sillage accélérant l'écoulement entre les pales (exemple fig. I.6f), soit par l'influence de la volute sur l'angle de l'écoulement vers la sortie de la roue (exemple fig. I.4g).

Également, ces profils de vitesse confirment "l'effet de conduit" des pales cité plus tôt, lors de l'analyse des profils de vitesse à la sortie. En effet, prenons par exemple les figures I.1f-g. Selon la prérotation appliquée à l'entrée de la roue, les profils de vitesse numériques pour la *courbe moyenne* sont tous différents jusqu'à environ $x/c = 0.5$. Mais de ce point jusqu'à la sortie de la roue, les profils numériques concordent parfaitement.

Résumé des résultats

Cette série de mesures a montré que, pour ce montage expérimental, la volute influence les conditions de l'écoulement précédent l'entrée de la roue, en terme de norme et d'angle des vecteurs vitesse. Cette influence dépend du secteur considéré, donc de la position angulaire relative à la volute.

Pour le code de simulation de la roue, l'application des conditions d'entrée mesurées dans un secteur (débit, prérotation) permet d'améliorer la correspondance entre les profils de vitesse expérimentaux et numériques. Les différences notées sont dues à l'absence d'un modèle couplé couche limite-sillage ou à l'influence de l'écoulement extérieur à la roue (paroi de la volute, gradients de vitesse près du "cut-off", turbulences tridimensionnelles).

Chapitre 4

Modélisation de l'aérodynamique interne de la volute

Dans ce chapitre, on traite de la modélisation de l'aérodynamique interne de la volute. Tout d'abord, on discute de l'approche utilisée. Deuxièmement, on parle de la méthode numérique sélectionnée pour solutionner le champ de vitesse ainsi que de son application au cas étudié. Troisièmement, on présente le modèle de couche limite choisi pour le code. Quatrièmement, on introduit les différents modèles de perte de pression de la volute. Finalement, on procède à la validation du code numérique développé.

4.1 Approche utilisée pour la modélisation

Le problème est de résoudre le champ de vitesse $\vec{U}(\vec{x})$ à l'intérieur d'une volute de ventilateur centrifuge (figure 4.1). Ce champ de vitesse permettra d'obtenir les informations suivantes :

- 1) la position du point de stagnation ;
- 2) la possibilité de décollement de la couche limite à la paroi de la volute et la position des points de transition-séparation ;
- 3) les pertes de charge à l'intérieur de la volute ;
- 4) la pression totale moyenne à la sortie de la volute ;

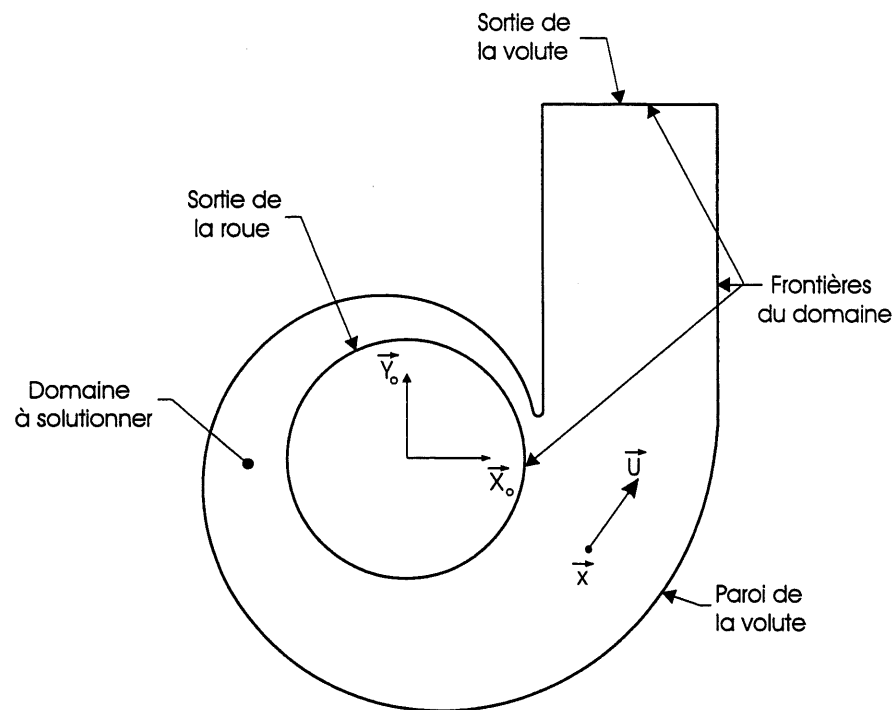


FIG. 4.1: Domaine de calcul, champ de vitesse de la volute.

Il a été souligné à l'introduction que l'une des caractéristiques du code numérique à développer est d'être fonctionnel sur un simple micro-ordinateur, avec un temps de calcul *raisonnable*. Cette caractéristique limite grandement la puissance de calcul disponible, donc la complexité du modèle. Ainsi, en vue d'atteindre cet objectif, certaines hypothèses simplificatrices doivent être utilisées. Pour le code numérique de la volute, on suppose donc que l'écoulement est :

- 1) bidimensionnel ;
- 2) stationnaire ;
- 3) non-visqueux (donc irrotationnel) ;

À partir de ces trois hypothèses, le problème revient à solutionner la conservation de la masse, dans le domaine considéré, sous la forme :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{U} = 0 \quad (4.1)$$

Où \vec{U} est le vecteur vitesse, défini en tout point du domaine. Par la troisième hypothèse, on peut supposer que l'écoulement dérive d'un champ potentiel ϕ , le champ de vitesse étant alors obtenu par :

$$\frac{\partial \phi}{\partial \vec{x}} = \vec{\nabla} \phi = \vec{U} \quad (4.2)$$

Où \vec{x} est le vecteur position. En combinant les équations 4.1 et 4.2, on obtient alors :

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (4.3)$$

Le problème devient ainsi la solution du Laplacien du champ potentiel ϕ dans le domaine de calcul. Pour que le problème soit complètement défini (bien posé), les conditions limites doivent également être établies. Ces conditions sont présentées à la section 4.2.2.

Or, comme le champ de vitesse calculé dérive d'un champ potentiel, la couche limite et les pertes de pression dans la volute ne sont pas *automatiquement* générées par la solution : des modèles doivent être incorporés pour simuler ces phénomènes. Ces modèles sont présentés aux sections 4.3 et 4.4.

L'algorithme utilisé pour le calcul de l'écoulement dans la volute apparaît à la figure 4.2.

4.2 Résolution du modèle

4.2.1 Généralités de la méthode intégrale des éléments finis de frontière

La technique numérique choisie pour solutionner le problème défini par l'équation 4.3 et les conditions aux limites est la méthode intégrale des éléments de frontière. Cette méthode est également connue sous le nom de *méthode de panneaux* dans le domaine de l'aérodynamique externe.

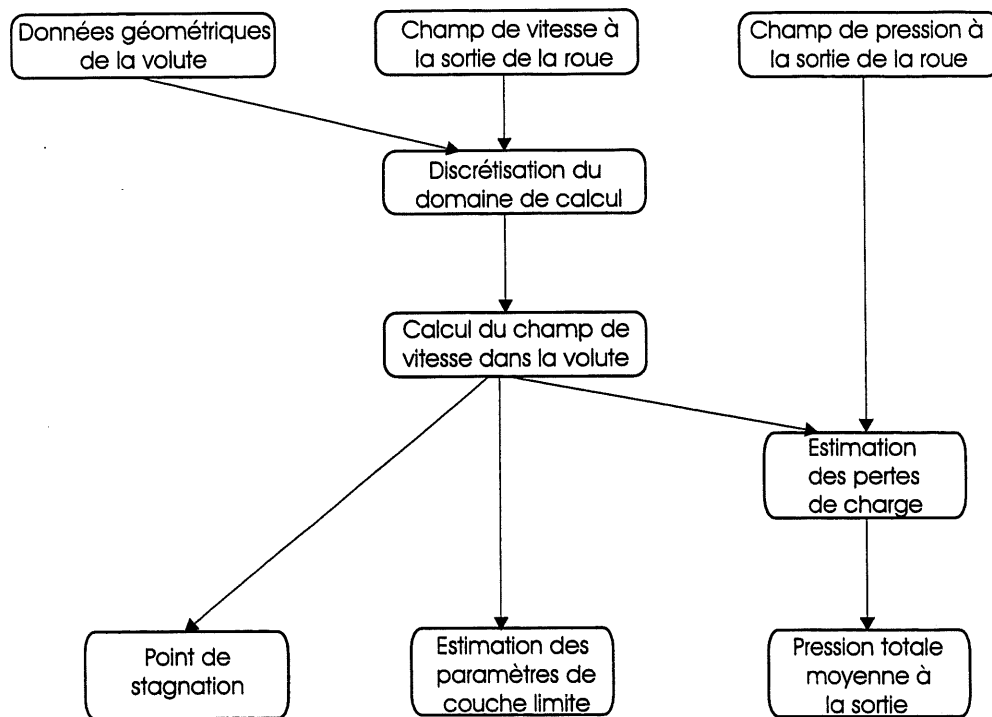


FIG. 4.2: Algorithme de solution de l'écoulement dans la volute.

Cette méthode a été choisie puisqu'elle est la plus appropriée pour le présent projet. Son avantage principal est qu'elle ne nécessite que la discrétisation de la frontière du domaine de calcul. Donc, premièrement, on obtient une matrice à inverser de dimension raisonnable pour les ressources informatiques disponibles. Les méthodes de différences et d'éléments finis requièrent quant à elles la discrétisation complète du domaine, d'où une matrice à inverser nettement plus imposante. Deuxièmement, il est relativement simple de créer un programme pour discrétiser seulement les frontières du domaine. Dans le cas des éléments finis, étant donné la complexité de la forme d'une volute, il aurait été long et difficile de créer un programme pour discrétiser tout ce domaine. Quand à la méthode des différences finies, afin qu'elle soit applicable, il aurait été nécessaire d'établir une transformée de domaine de la volute à un domaine rectangulaire.

La méthode intégrale des éléments finis de frontière, en général, consiste à trouver une distribution d'éléments potentiels primaires, ou singularités, satisfaisant l'équation de Laplace et les conditions limites. Habituellement, ces éléments sont répartis le long de la frontière délimitant le domaine. Le champ potentiel en tout point du domaine est alors donné

par la superposition des champs potentiels primaires générés par chacun des éléments :

$$\phi(\vec{x}) = \sum_{i=1}^n \sigma_i G_i(\vec{x} - \vec{x}_i) \quad (4.4)$$

Où σ_i est l'intensité de l'élément potentiel i et $G_i(\vec{x} - \vec{x}_i)$ l'équation décrivant l'influence de l'élément potentiel i , fonction de sa position relative \vec{x}_i au point considéré \vec{x} . Les principaux éléments potentiels utilisés sont l'écoulement uniforme, la source / le puits, le vortex et le doublet (figure 4.3). De plus, ces éléments peuvent être ponctuels ou distribués sur des panneaux de façon constante, linéaire, quadratique ou d'ordre supérieur.

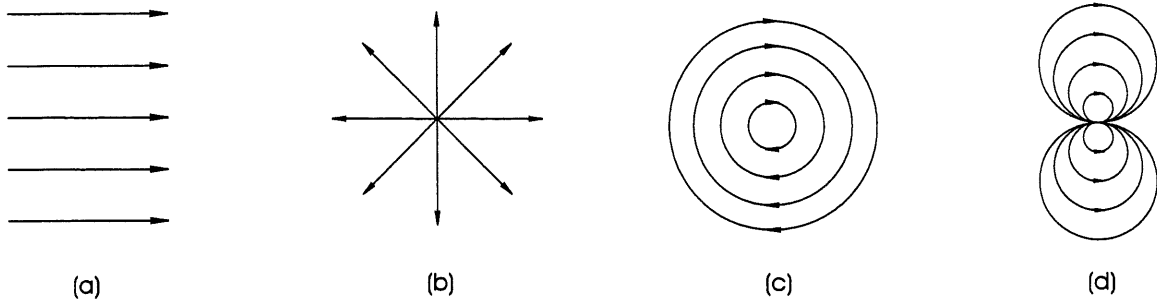


FIG. 4.3: Éléments fluides primaires, potentiels, bidimensionnels : (a) l'écoulement uniforme ; (b) la source / le puits ; (c) le vortex ; (d) le doublet.

Les seules variables à déterminer sont donc les intensités σ_i de chacun de ces éléments potentiels. Pour définir ces intensités, l'algorithme suivant est appliqué :

- 1) discrétisation de la frontière du domaine (création des *panneaux*) ;
- 2) choix du type d'élément potentiel primaire pour chacun des panneaux et de l'ordre de distribution de l'élément (constant, linéaire, etc) ;
- 3) création de points de contrôle à la frontière du domaine pour imposer les conditions aux limites. Il doit y avoir autant de points de contrôle que d'inconnues à déterminer (intensités des éléments potentiels primaires) ;
- 4) pour chacun des points de contrôle, écrire l'équation décrivant l'imposition de la condition limite appropriée, basée sur la contribution de chacun des éléments potentiels primaires au vecteur vitesse du point de contrôle (équations 4.2 et

4.4). On obtient alors un système linéaire avec pour inconnues les intensités des éléments potentiels ;

5) solution du système linéaire pour obtenir les intensités des éléments ;

6) dérivation du champ de vitesse à partir du champ potentiel (équations 4.2 et 4.4).

Katz & Plotkin (1991) et Brebbia, Telles & Wrobel (1984), entre autres, présentent un développement et une description plus formels de la méthode des éléments de frontière.

4.2.2 Conditions limites aux frontières

Afin que le problème soit entièrement défini, les conditions aux limites doivent maintenant être identifiées. Les conditions identifiées ici sont des conditions de frontière de Neumann.

Pour la paroi de la volute S_1 (figure 4.5), une condition de glissement (ou *imperméabilité*) est imposée :

$$\vec{U} \cdot \vec{n} \big|_{S_1} = 0 \quad (4.5)$$

Pour la section de sortie de la volute S_2 , on impose que les vecteurs vitesse soient normaux à la section :

$$\vec{U} \cdot \vec{n} \big|_{S_2} = - |\vec{U}| \quad (4.6)$$

Finalement, comme condition d'entrée de la volute, on impose le champ de vitesse à la sortie de la roue, sur un cercle correspondant au diamètre externe de la roue (S_3) :

$$\vec{U} \big|_{S_3} = \vec{U}_{\text{Roue}} \quad (4.7)$$

Le champ de vitesse \vec{U}_{Roue} est donné par le code de simulation de la roue sous la forme de composantes moyennes de vitesse radiale et tangentielle à la sortie de la roue. Toutefois, il est possible que ce champ de vitesse soit celui d'une roue moins épaisse que la volute (figure 4.7) : en passant de la roue à la volute, l'écoulement subit une expansion et la vitesse diminue. De plus, il peut y avoir présence d'un sillage à la suite des pales (figure 4.4). Lorsque le sillage se referme, l'écoulement subit une autre expansion.

Ainsi, en supposant une expansion roue-volute et une dissipation du sillage instantanées à la sortie de la roue, le vecteur vitesse à imposer à l'entrée de la volute devient :

$$\vec{U}|_{S_3} = \vec{U}_{\text{Roue}} \left(\frac{H_{\text{Roue}}}{H_{\text{Volute}}} \right) \left(1 - \frac{\epsilon_{\text{Sillage}}}{\epsilon_{\text{Pale}}} \right) \quad (4.8)$$

Où H_{Roue} et H_{Volute} sont respectivement l'épaisseur de la roue et de la volute (figure 4.7), $\epsilon_{\text{Sillage}}$ est un angle définissant la section de la sortie de la roue, entre deux pales, couverte par le sillage et ϵ_{Pale} est l'angle compris entre les bords de fuite de deux pales adjacentes (figure 4.4). Le point d'origine utilisé pour déterminer les angles $\epsilon_{\text{Sillage}}$ et ϵ_{Pale} est le centre de la roue.

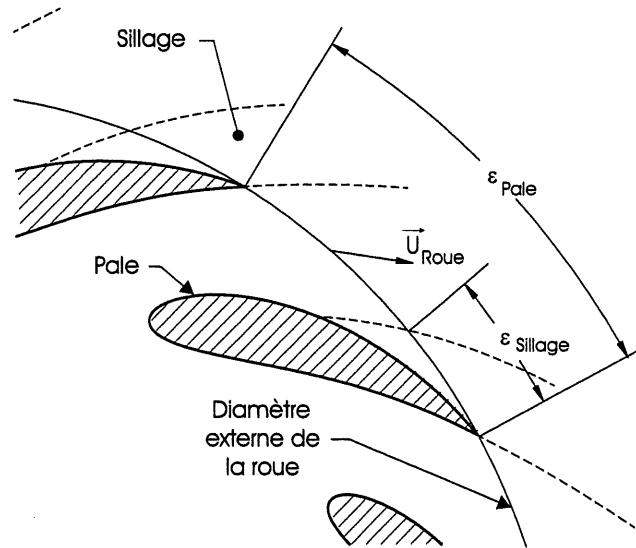


FIG. 4.4: Géométrie d'un sillage à la suite des pales.

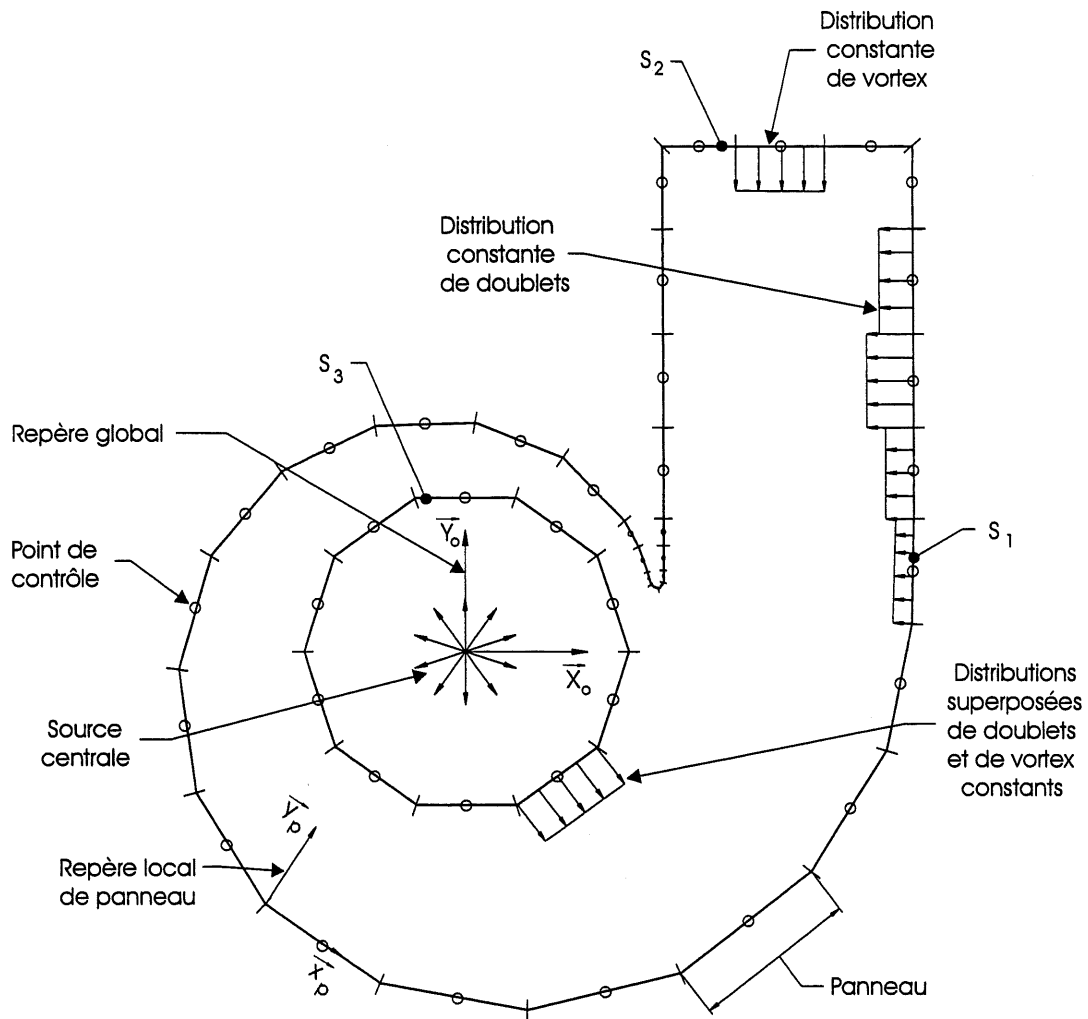


FIG. 4.5: Discrétisation du domaine de calcul.

4.2.3 Discrétisation des frontières

Un programme a été élaboré pour discrétiser les frontières de la volute en sections de droite (figure 4.5). Ce programme donne toute la flexibilité nécessaire afin de construire à peu près n'importe quelle forme de volute : position du "cut-off", type de développée pour la paroi de la volute, diamètre externe de la roue, etc. Ce programme permet d'établir le degré de discrétisation des frontières (nombre de panneaux) et raffine la discrétisation dans la région du "cut-off".

Par la suite, pour chacune des frontières, un type d'élément potentiel primaire a été choisi pour la modélisation. Pour la paroi externe de la volute, S_1 , des panneaux de doublets

d'intensité constante ont été choisis. Pour la section de sortie, S_2 , des panneaux de vortex d'intensité constante sont utilisés. Finalement pour la sortie de la roue, S_3 , il existe deux conditions à imposer : les composantes tangentielle et radiale de vitesse. Donc, deux séries de panneaux superposés sont utilisées sur cette frontière : des panneaux de vortex et des panneaux de doublets. Ces deux séries de panneaux sont d'intensité constante. Finalement, afin de générer le débit à l'intérieur de la volute, une source a été positionnée au centre de la roue.

Quant aux points de contrôle, ils sont situés au centre des panneaux. Pour la frontière S_3 , les mêmes points de contrôle sont utilisés pour imposer les composantes tangentielle et radiale de vitesse.

4.2.4 Calcul et résolution du système linéaire

Pour calculer la contribution d'un panneau au vecteur vitesse d'un point de contrôle, la formulation de Hess & Smith [Katz & Plotkin 1991] est utilisée. Dans cette formulation, la contribution d'un panneau à un point quelconque dans l'espace est analytiquement établie. Cette contribution est toutefois déterminée dans le repère local du panneau ; le vecteur vitesse doit être par la suite redéfini dans le repère global du domaine. Les formulations de Hess & Smith pour les types de panneaux utilisés dans ce présent problème apparaissent à l'annexe F. Le système linéaire obtenu a la forme présentée par la figure 4.6.

Pour solutionner ce système linéaire, l'algorithme de triangularisation de Gauss, avec pivotage de lignes, est utilisé.

4.3 Modèle de couche limite

Le modèle de couche limite utilisé (voir annexe G) est le même que celui du code de simulation de la roue [Tardif 1999]. Il combine le modèle de couche laminaire de Thwaites et le modèle de couche turbulente de Head simplifié par Cebeci & Bradshaw [White 1991]. Il incorpore également le critère de transition laminaire-turbulente de la couche limite de Michel [White 1991].

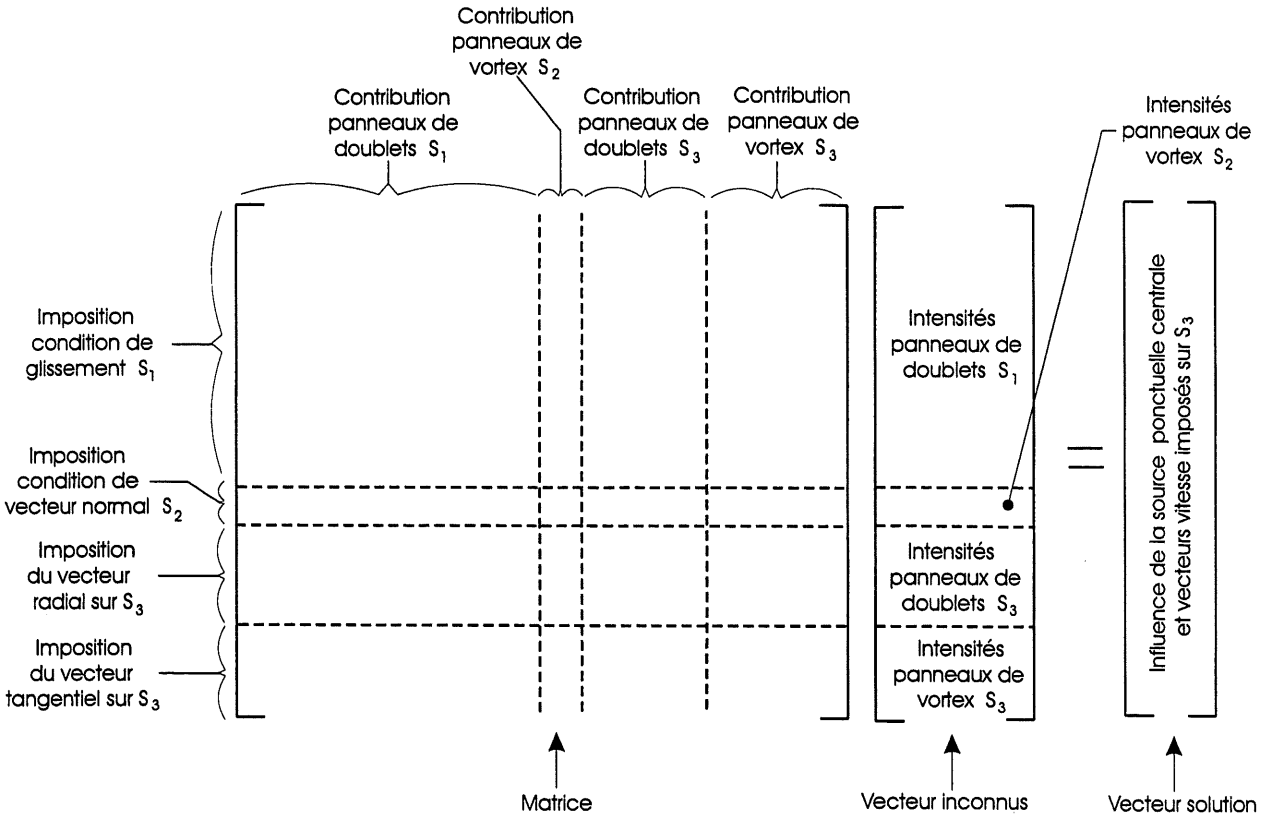


FIG. 4.6: Système linéaire, solution du champ de vitesse dans la volute.

Ces modèles utilisent la distribution de vitesse à une paroi afin de calculer l'évolution des différents paramètres de la couche limite (épaisseur de déplacement δ^* , épaisseur de momentum θ , coefficient de friction C_f , etc). Le profil de vitesse à la paroi de la volute a été obtenu précédemment par la solution du champ de vitesse de la volute. À partir des paramètres de couche limite, on peut estimer les contraintes de cisaillement à la paroi de la volute (τ) ainsi que la position des points de séparation s'il y a lieu. Le critère de Michel est utilisé afin de vérifier s'il y a transition laminaire-turbulente.

Ces modèles de couche limite ont été sélectionnés parce qu'ils sont bien établis et parce qu'ils sont simples (programmation aisée et rapidité de calcul). Toutefois, ces modèles ont été développés, à l'origine, sur l'hypothèse qu'il n'y a pas de turbulence dans l'écoulement, hors de la couche limite. Or, dans un ventilateur *réel*, l'écoulement est fortement turbulent [Gohier & Grenier 1998]. Il existe dans la littérature certains modèles de couche limite tenant compte de la turbulence dans l'écoulement. Mais l'implémentation d'un de ces modèles est difficile

car ils nécessitent de connaître quantitativement le niveau de turbulence de l'écoulement, une donnée inconnue pour le présent projet.

Toutefois, l'ajout de turbulence dans un écoulement a habituellement pour effet d'accélérer la transition laminaire-turbulente de la couche limite. Ainsi, en utilisant un modèle de couche limite ne tenant pas compte de la turbulence, la position du point de transition laminaire-turbulente (s'il y a) sera surestimée, c'est-à-dire plus éloignée du point de stagnation. La portion laminaire de la couche limite sera donc plus longue qu'en réalité.

Il y a deux conséquences principales à cette situation. Premièrement, le modèle peut indiquer une séparation hâtive de la couche limite par rapport à la réalité. Par exemple, pour un profil de vitesse donné, supposons que le modèle prédit que la couche limite est toujours laminaire alors qu'en réalité elle est devenue turbulente. Si cette couche limite rencontre un gradient de pression adverse, le modèle numérique risque de prédire une séparation de la couche limite alors qu'en réalité, comme la couche limite est turbulente, elle ne décolle pas (on sait qu'une couche limite laminaire décolle plus rapidement qu'une couche limite turbulente face à un gradient de pression adverse). Du point de vue *ingénierie*, cette possibilité d'événement est acceptable puisqu'elle va entraîner le design d'une forme de volute plus *conservatrice* (angle de développement de l'enveloppe plus faible) afin de limiter les gradients de pression adverses, donc le décollement de la couche limite.

La deuxième conséquence est l'imprécision dans le calcul des contraintes de cisaillement τ à la paroi de la volute. Ces contraintes servent à estimer la perte de pression dans la volute due à la friction à la paroi (section 4.4.3). Toutefois en procédant à une estimation de cette perte pour un ventilateur typique à la section 5.3.1, on montre qu'elle est négligeable par plusieurs ordres de grandeur par rapport aux autres pertes et à la surpression générée par le ventilateur ; le calcul de cette perte est ainsi ultérieurement délaissé. On peut donc raisonnablement supposer que l'utilisation d'un modèle plus précis pour estimer les contraintes de cisaillement à la paroi de la volute mènerait à la même conclusion.

Finalement, dans le cas où il y a décollement de la couche limite, il n'y a pas de modélisation de la région séparée ; le développement d'un tel modèle n'a pu être fait étant donné le temps limité qui a pu être alloué à cette facette du projet de maîtrise. D'ailleurs, à la suite d'une recherche dans la littérature, aucun modèle de séparation, dans le cas d'un

écoulement interne, n'a pu être trouvé. Il existe deux conséquences principales à cette situation. Premièrement, la présence d'une région séparée a pour effet de modifier le champ de vitesse dans la volute, donc la distribution de pression à la paroi. Ainsi, le développement de la couche limite et la position du point de séparation s'en retrouvent influencés : on fait face ici à un processus itératif. Donc, la position donnée par le code pour la position du point de séparation n'est qu'à titre indicatif puisque ce processus itératif n'est pas effectué. Deuxièmement, comme il n'existe pas de modèle de zone séparée, la perte de pression due à ce phénomène ne peut être estimée. Ce point est discuté à la section suivante.

4.4 Modèles de perte de pression

Pour la volute, trois différentes pertes de pression ont été identifiées et modélisées : perte de mélange axial (ou perte d'expansion), perte de mélange angulaire et perte due aux contraintes de cisaillement à la paroi de la volute. Deux autres pertes de pression sont ici négligées : perte due aux contraintes de Reynolds et perte due au décollement de la couche limite à la paroi.

Dans le cas des contraintes de Reynolds, comme l'écoulement calculé est supposé irrotationnel, donc sans turbulence, il n'y a pas de façon d'estimer cette perte à partir du champ de vitesse solutionné. Toutefois on peut considérer qu'elle est incluse dans les modèles de pertes dues aux mélanges axial et angulaire. En effet, ce sont en partie ces deux phénomènes qui sont à l'origine de l'apparition des turbulences dans la volute, d'où la perte due aux contraintes de Reynolds.

Dans le cas du décollement de la couche limite, l'estimation de la perte demande une modélisation de la zone séparée dans la volute. Or, comme expliqué précédemment, cette modélisation n'est pas effectuée. Toutefois, du point de vue *ingénierie*, on recherche la forme d'une volute ne créant *pas* de zone de séparation de la couche limite ; on détermine un angle de développement de l'enveloppe et une position de "cut-off" en conséquence, le modèle de couche limite donnant l'information concernant la possibilité d'une séparation. Ainsi, pour un bon design de volute, cette perte n'existe pas. Dans le cas où il y aurait séparation dans la volute, cette perte n'est pas estimée.

4.4.1 Perte de mélange axial

Cette perte de pression résulte de la différence d'épaisseur que l'on retrouve, habituellement, entre une roue centrifuge et une volute (figure 4.7). Cette perte peut donc être associée à une perte d'expansion soudaine.

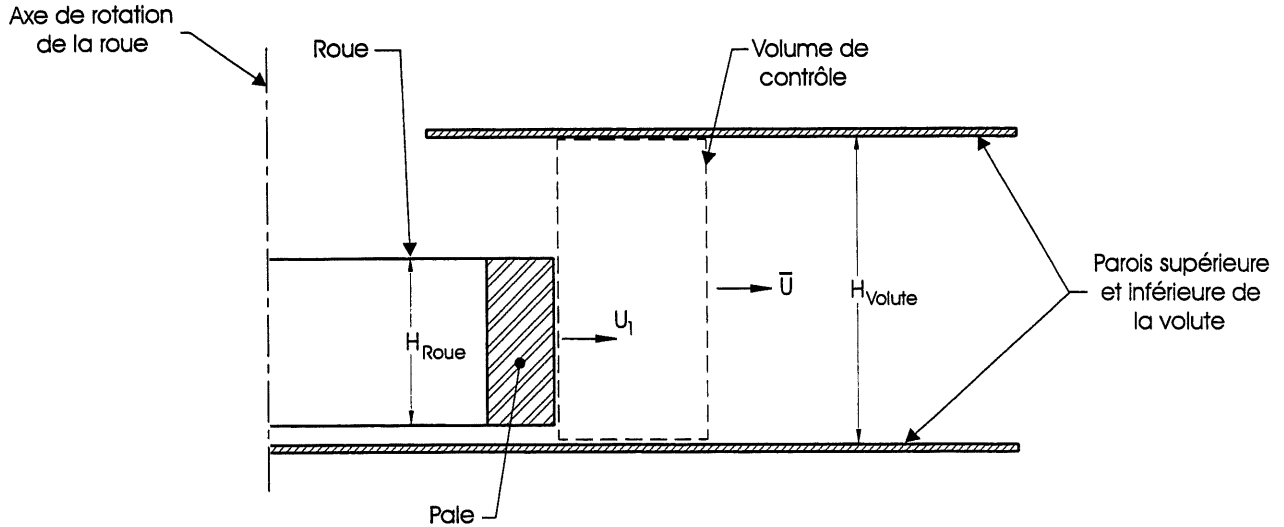


FIG. 4.7: Vue de coupe d'un ventilateur : perte de pression axiale due à une expansion brusque.

Dans ce cas, l'expression classique pour ce type de perte devient [Gerhart, Gross & Hochstein 1992] :

$$k_{\text{axi}} = \frac{1}{2} \rho U_1^2 \left(1 - \frac{H_{\text{Roue}}}{H_{\text{Volute}}} \right)^2 \quad (4.9)$$

Où ρ est la densité du milieu, U_1 la vitesse totale à la sortie de la roue, H_{Roue} l'épaisseur de la roue et H_{Volute} l'épaisseur de la volute.

4.4.2 Perte de mélange angulaire

Considérons la section de volute illustrée par la figure 4.8. Cette section est délimitée par θ_i et θ_{i+1} . Pour un ventilateur bien conçu, l'accroissement de la section ($S_{i+1} - S_i$) est tel qu'il n'y a pas d'accélération ou de décélération de l'écoulement à la sortie de la roue, soit $\bar{U}_s = \bar{U}_{i+1}$.

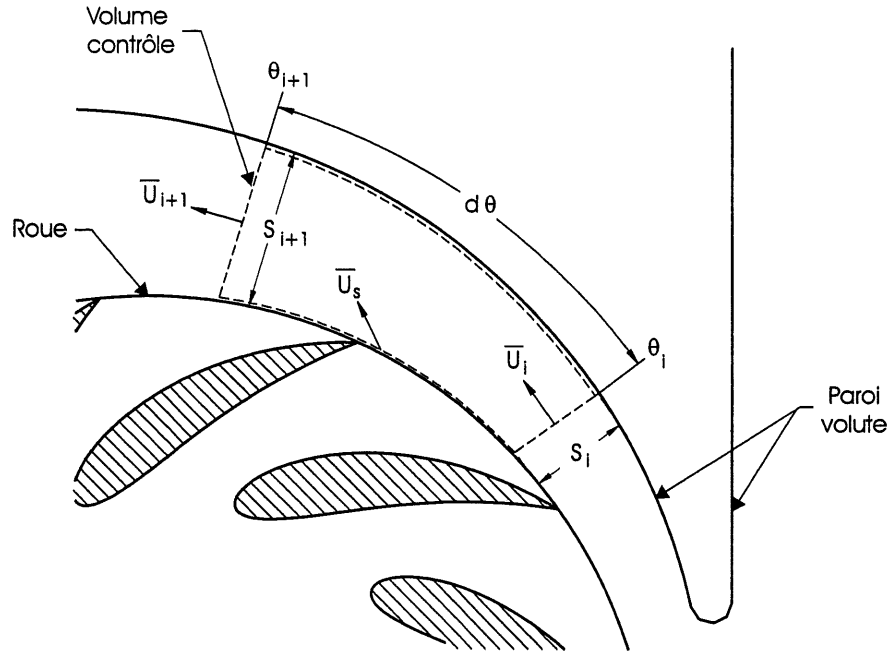


FIG. 4.8: Vue d'une section d'un ventilateur : perte de pression angulaire due à une décélération brusque de l'écoulement à la sortie de la roue.

Dans le cas où l'accroissement de la section est trop important ou que la vitesse à la sortie de la roue est très grande (particulièrement la composante tangentielle) par rapport aux vitesses dans la volute, il y a brusque décélération de l'écoulement à la sortie de la roue, ce qui crée une perte. Cette perte est associée à une dissipation, par effet visqueux, d'une partie du momentum de l'écoulement à la sortie de la roue.

Afin d'estimer cette perte, on utilise une fois de plus le modèle de perte d'expansion soudaine. Pour ce cas, l'expression pour estimer la perte pour une section de la volute devient :

$$k_{ang_i} = \frac{1}{2} \rho \bar{U}_s^2 \left(1 - \frac{\bar{U}_{i+1}}{\bar{U}_s} \right)^2 \quad (4.10)$$

Pour obtenir la perte totale, la volute est divisée en un nombre donné de sections. Pour chacune des sections, la perte locale est calculée à partir de l'équation 4.10 puis normalisée selon la fraction du débit total sortant de la roue dans cette section. On obtient alors la perte totale en additionnant les pertes normalisées de chacune des sections.

4.4.3 Perte due à la friction aux parois

Cette perte est estimée en intégrant sur toute la surface de la volute la contrainte de cisaillement :

$$k_{\text{fric}} = \int_s \tau ds \quad (4.11)$$

Où le coefficient de friction τ est obtenu par le modèle de couche limite. Les surfaces à intégrer comprennent la développée de la volute ainsi que les faces supérieure et inférieure. Toutefois, le calcul de cette perte pour un ventilateur typique montre qu'elle est négligeable par rapport aux autres pertes et à la surpression générée par un ventilateur (section 5.3.1). Donc, le calcul de cette perte est délaissé.

4.5 Validation du code de simulation de la volute

Dans cette section, on vérifie d'abord la programmation du code de simulation de la volute pour la modélisation des frontières S_1 et S_3 . Par la suite on examine si la masse est conservée par le code. Finalement, on compare les profils de vitesse numériques et expérimentaux pour le modèle expérimental de la volute.

4.5.1 Modélisation de la frontière S_1 : cas du cylindre

Afin de vérifier la programmation concernant la modélisation de l'enveloppe de la volute (frontière S_1), on utilise le code afin de calculer la distribution de pression autour d'un cylindre situé dans un écoulement uniforme potentiel, donc sans séparation (fig. 4.9). Les sections du programme modélisant les frontières S_2 et S_3 ne sont pas utilisées pour cette validation. La source centrale de la volute est remplacée par un écoulement uniforme.

Pour ce cas, la solution exacte de la distribution de pression est donnée par [Gerhart, Gross & Hochstein 1992] :

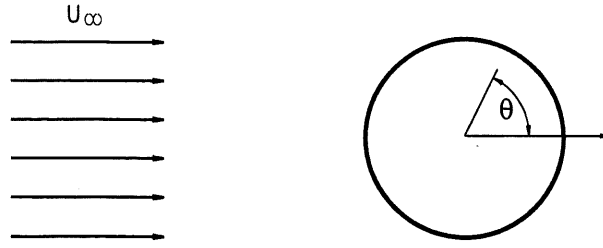


FIG. 4.9: Cylindre situé dans un écoulement uniforme.

$$C_p(\theta) = 1 - 4 \sin^2 \theta \quad (4.12)$$

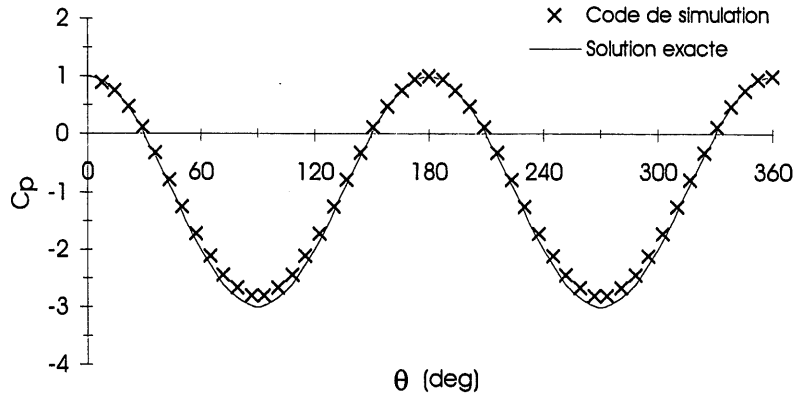


FIG. 4.10: Distribution de pression autour d'un cylindre situé dans un écoulement uniforme potentiel : comparaison de la solution exacte et de la solution du code numérique.

La figure 4.10 présente la solution exacte ainsi que la solution calculée par le code avec 50 panneaux de doublets constants. On peut voir une très bonne concordance entre les deux distributions de pression. Les positions des points de stagnation et de pression minimum sont bien identifiés. La seule différence notable concerne la pression minimale sur le cylindre pour laquelle le code de simulation prédit une pression légèrement plus élevée que la solution exacte. On peut sans doute relier cet écart à des erreurs numériques. Malgré tout, on peut conclure de ce résultat que le code d'éléments finis de frontière pour la modélisation de la frontière S_1 est correctement programmé.

4.5.2 Modélisation de la frontière S_3 : cas de la source et du vortex

Afin de vérifier la programmation concernant la modélisation de l'entrée de la volute, i.e. la sortie de la roue (frontière S_3), on utilise le code afin de simuler le champ de vitesse que l'on retrouve autour d'une source et d'un vortex. Les sections du programme modélisant les frontières S_1 et S_2 ne sont pas utilisées pour cette validation.

Le champ de vitesse généré par une source et un vortex seuls, situés à l'origine du repère global, est défini par :

$$|\vec{U}_r(\vec{r})| = \frac{\sigma}{2\pi|\vec{r}|} \quad (4.13)$$

$$|\vec{U}_t(\vec{r})| = \frac{\lambda}{2\pi|\vec{r}|} \quad (4.14)$$

Où \vec{U}_r et \vec{U}_t sont les composantes radiale et tangentielle du vecteur vitesse, σ et λ sont respectivement les intensités de la source et du vortex et \vec{r} est le vecteur position du point considéré. À noter que le champ de vitesse ainsi créé est axisymétrique.

Pour des intensités de source et de vortex données σ_1 et λ_1 ainsi qu'une position radiale \vec{r}_1 , on obtient les composantes de vitesse \vec{U}_{r_1} et \vec{U}_{t_1} pour tous les points situés à une distance $|\vec{r}_1|$ de l'origine du repère.

Substituons maintenant la source et le vortex par le modèle de la frontière S_3 , de rayon $|\vec{r}_1|$, et sa source centrale. Si on impose sur S_3 les composantes de vitesse \vec{U}_{r_1} et \vec{U}_{t_1} , on doit alors obtenir les mêmes vecteurs vitesse que ceux définis par les équations 4.13 et 4.14 pour tout autre point de l'espace.

Le tableau 4.1 présente les résultats de cette comparaison pour des valeurs données de σ_1 , λ_1 et $|\vec{r}_1|$.

Dans ce tableau, on peut voir que les vecteurs vitesse de la solution exacte et du code de simulation correspondent parfaitement pour la composante radiale de vitesse et ne diffèrent que de 2.5 % pour la composante tangentielle de vitesse. Cette différence pourrait être due à des erreurs numériques. La composante radiale de vitesse ne serait pas affectée par

$ \vec{r} $ (m)	Solution exacte		Code de simulation	
	\vec{U}_{rad} (m/s)	\vec{U}_{tang} (m/s)	\vec{U}_{rad} (m/s)	\vec{U}_{tang} (m/s)
0.50	0.318	0.955	0.318	0.955
0.75	0.212	0.637	0.212	0.653
1.00	0.159	0.477	0.159	0.490

TAB. 4.1: Champ de vitesse autour d'une source et d'un vortex : comparaison de la solution exacte et de la solution du code numérique, $\sigma_1 = 1 \text{ m}^2/\text{s}$, $\lambda_1 = 3 \text{ m}^2/\text{s}$, $|\vec{r}_1| = 0.5 \text{ m}$, 30 panneaux.

ces erreurs numériques puisque le débit total est imposé par la source centrale du modèle. À partir de ces résultats, on peut conclure que le code d'éléments finis de frontière pour la modélisation de S_3 est correctement programmé.

4.5.3 Vérification de la conservation de la masse dans la volute

Une difficulté rencontrée lors de la solution d'un écoulements interne par la méthode des éléments de frontière concerne la conservation de la masse [Wirz & Smolderen 1978]. Pour ce type d'écoulement, des distributions d'ordre supérieur des éléments potentiels sur les panneaux (linéaire, quadratique, ...) sont souvent nécessaires pour limiter les "problèmes de fuite" du débit entre les points de contrôle.

Donc, on doit vérifier si le modèle utilisé respecte la conservation de la masse. Pour ce faire, le champ de vitesse est solutionné à l'intérieur d'une volute. Une source centrale génère le débit. Afin de vérifier le taux de conservation de la masse, le débit dans la section de sortie de la volute est calculé en intégrant le profil de vitesse à cet endroit. Le tableau 4.2 compare le taux de conservation de la masse dans la volute pour différents degrés de discrétisation de la paroi. Le tableau compare aussi les résultats pour deux types d'éléments potentiels servant à modéliser la paroi : des panneaux de sources à distribution constante et des panneaux de doublets à distribution constante.

Le tableau illustre bien pourquoi le code de simulation utilise des panneaux de doublets constants afin de modéliser la paroi de la volute. Même avec un nombre relativement

Nombre de panneaux	Taux de conservation de la masse	
	Sources constantes	Doublets constants
130	87 %	98 %
200	91 %	98 %
250	93 %	99 %

TAB. 4.2: Conservation de la masse dans la volute en fonction du degré de discrétisation et du type d'élément potentiel utilisé.

limité de panneaux, la masse est très bien conservée. Toutefois, on voit que l'utilisation de panneaux de sources constantes est peu performante. Pour conserver la masse, il faut dans ce cas soit augmenter le nombre de panneaux, ce qui accroît rapidement la taille de la matrice à inverser, soit utiliser une distribution de sources d'ordre supérieur.

Donc, ces résultats montrent que l'utilisation de panneaux de doublets constants assure la conservation de la masse dans la volute.

4.5.4 Comparaison des profils de vitesse expérimentaux et numériques dans la volute seule

Présentation des résultats

Les figures 4.11 à 4.18 comparent les profils de vitesse expérimentaux et numériques dans la volute seule. On rappelle ici que les définitions de ces profils de vitesse ont été présentées à la section 3.5.4. Pour les profils de vitesse expérimentaux, on retrouve les résultats des deux séries de mesures. Sauf pour S_1 (la section de sortie), les deux séries sont présentées chacune sous la forme de points moyennant les données expérimentales des figures H.2 à H.8. Pour S_1 , les données expérimentales sont reprises.

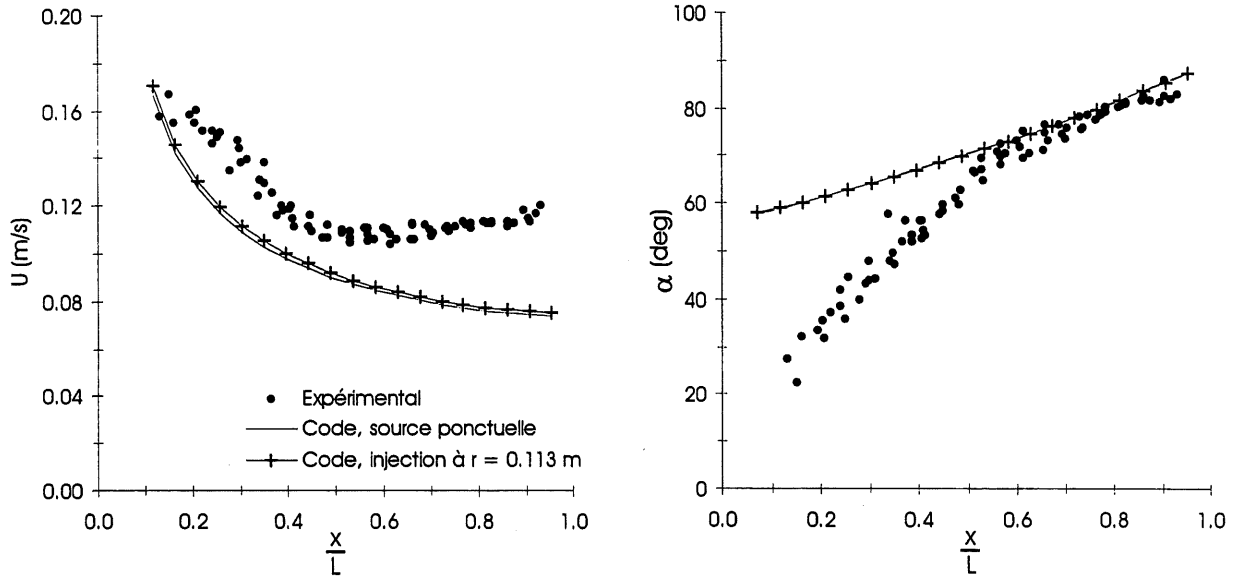
Pour les profils de vitesse provenant du code de simulation, deux séries sont présentées. La première correspond à l'utilisation d'une source située à l'origine du repère global de la volute pour injecter le débit. La seconde, conformément à la discussion de la section 3.5.4,

correspond à l'imposition du profil de vitesse mesuré sur R_1 comme condition d'entrée dans la volute (fig. H.2).

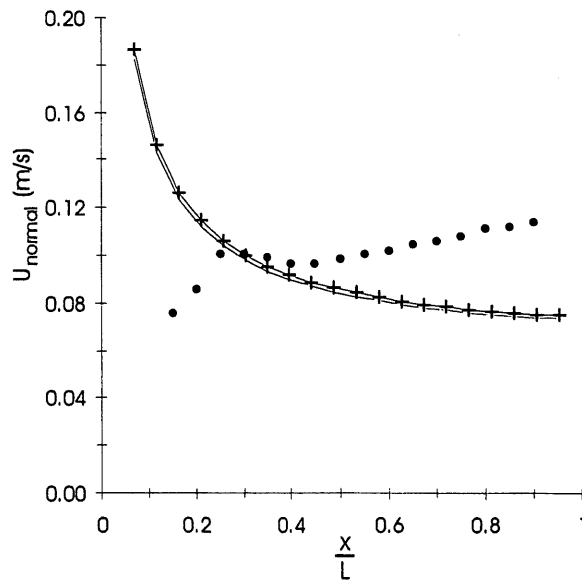
La figure 4.11a présente le profil de vitesse mesuré sur S_1 , soit au début de la section de sortie de la volute. On peut voir que les deux résultats provenant du code de simulation sont identiques : l'utilisation de l'une ou l'autre des conditions d'entrée n'influence pas les conditions de sortie de la volute. Pour $x/L < 0.5$, on peut voir l'influence de la région séparée à la paroi de la volute (figure 3.22). En effet, la direction des vecteurs vitesse expérimentaux est éloignée de la direction normale de la section de sortie ($\alpha = 90^\circ$) à cause de cette région séparée. Cette région séparée n'est pas simulée par le code, d'où une distribution d'angle différente. Pour $x/L > 0.5$, on note une bonne concordance entre les directions des vecteurs vitesse expérimentaux et numériques. Toutefois, les vitesses sont beaucoup plus grandes expérimentalement, indiquant un débit plus élevé dans cette partie de la section de sortie. La figure 4.11b confirme ce fait en illustrant la distribution de vitesse normale à la section de sortie.

La figure 4.12 présente les profils de vitesse sur R_1 , soit sur le cercle situé à mi-distance entre l'injecteur et la position correspondant au diamètre interne de la roue. Les résultats montrent bien que l'injecteur ne se comporte pas comme une source ; les profils de vitesse expérimentaux et le profil numérique correspondant au cas de l'injection par source sont différents. À tout le moins, ce profil de vitesse indique approximativement les mêmes positions angulaires pour la vitesse et les déflexions maximales des vecteurs.

Les figures 4.13 et 4.14 présentent les résultats sur R_2 et R_3 , soit sur les cercles correspondant respectivement aux diamètres interne et externe de la roue expérimentale. On peut voir que les profils de vitesse expérimentaux et numériques sont qualitativement comparables. Les distributions d'angle indiquent approximativement les mêmes positions angulaires pour les déflexions maximales des vecteurs. Les distributions de vitesse indiquent aussi la même position pour la vitesse maximale, soit face au "cut-off". De façon générale, on note une meilleure correspondance des résultats expérimentaux et numériques lorsqu'on s'éloigne de l'injecteur (de R_2 à R_3) : les conditions d'entrée ont alors une influence moins importante sur les profils de vitesse. Les distributions d'angle présentent des écarts principalement dans le secteur $60^\circ < \theta_{\text{ang}} < 200^\circ$, soit face à la région où l'on observait les



(a)



(b)

FIG. 4.11: Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur S_1 , $Q = 0.0063 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$: (a) profil de vitesse totale; (b) profil de vitesse normale à la section.

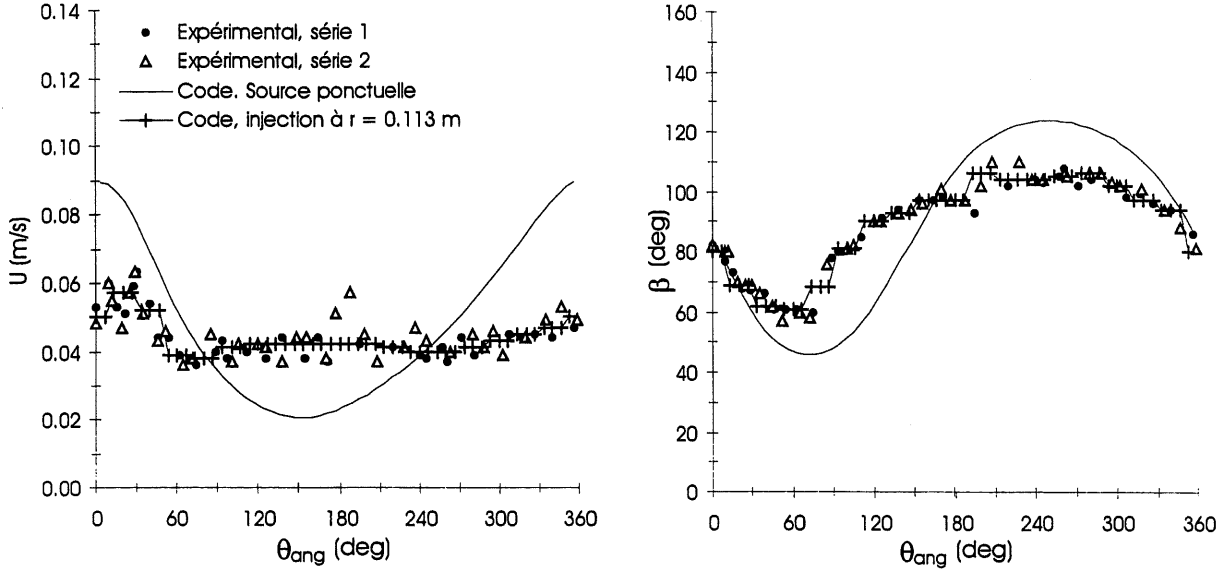


FIG. 4.12: Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur R_1 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$.

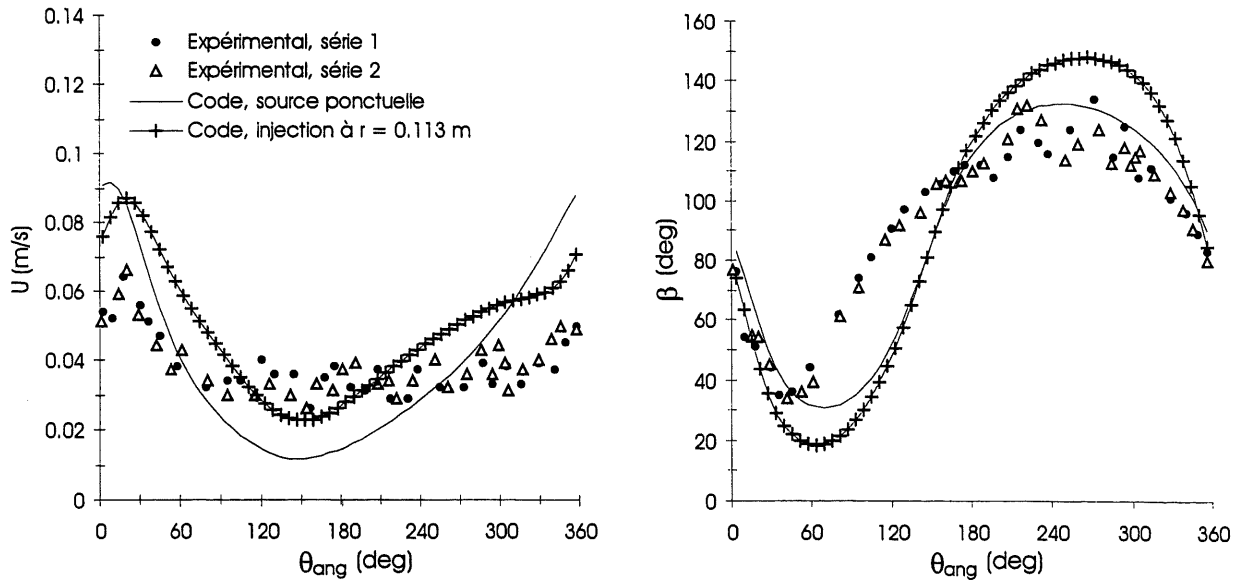


FIG. 4.13: Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur R_2 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$.

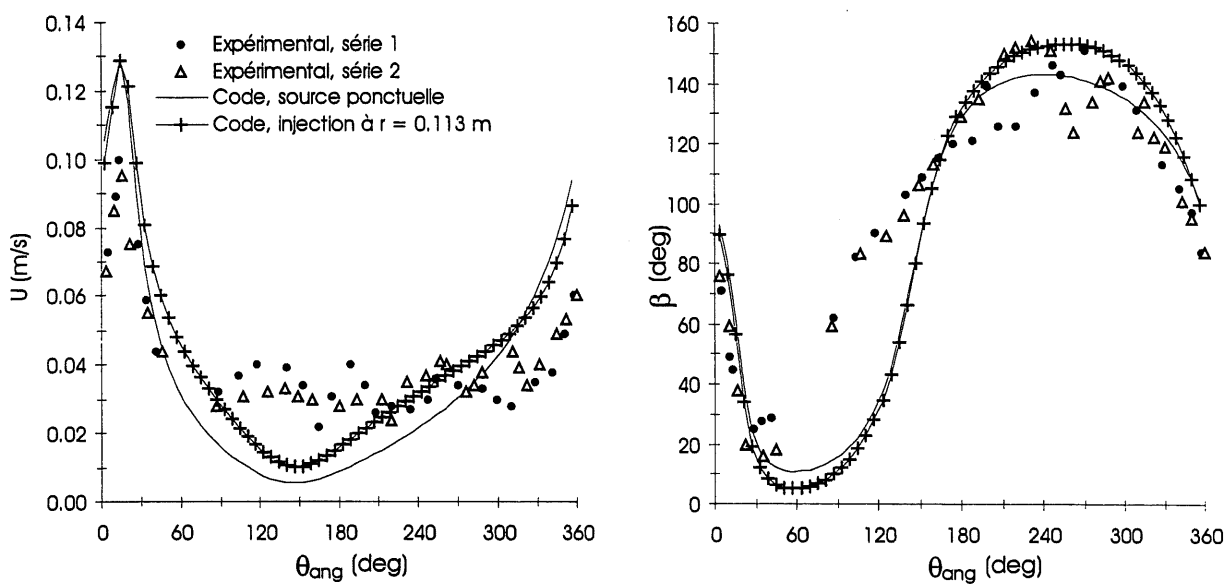


FIG. 4.14: Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur R_3 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$.

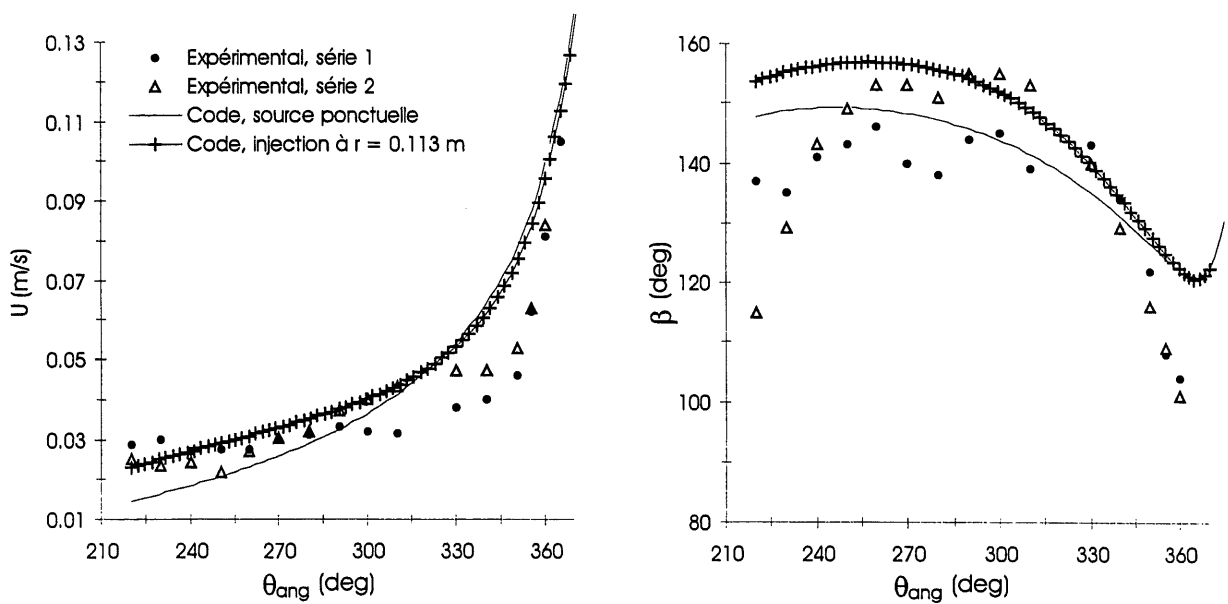


FIG. 4.15: Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur C_1 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$.

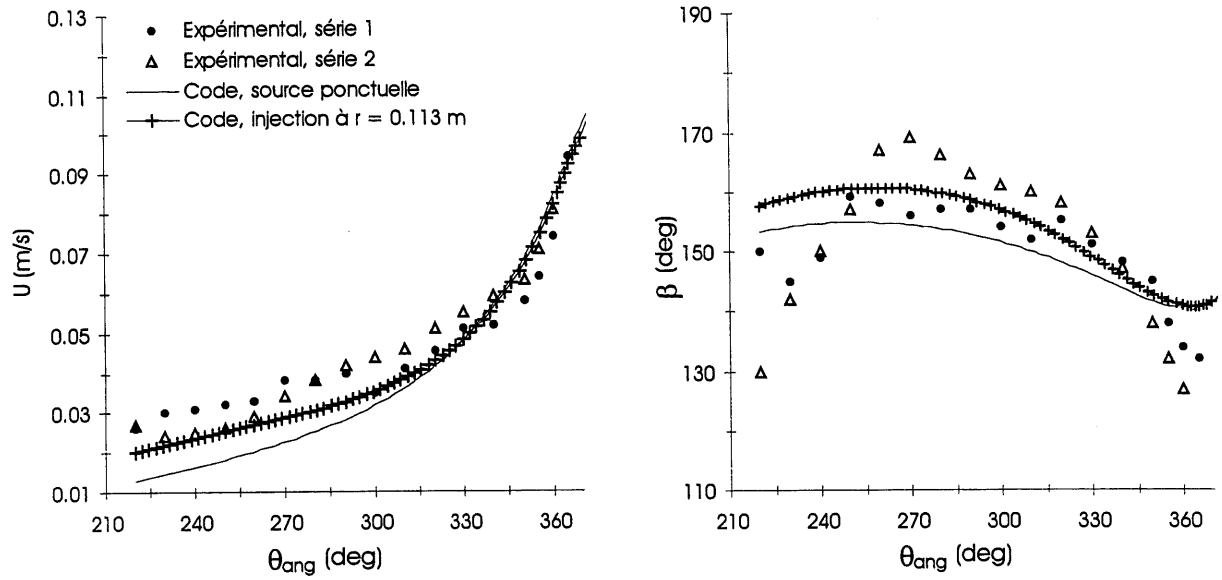


FIG. 4.16: Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur C_2 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$.

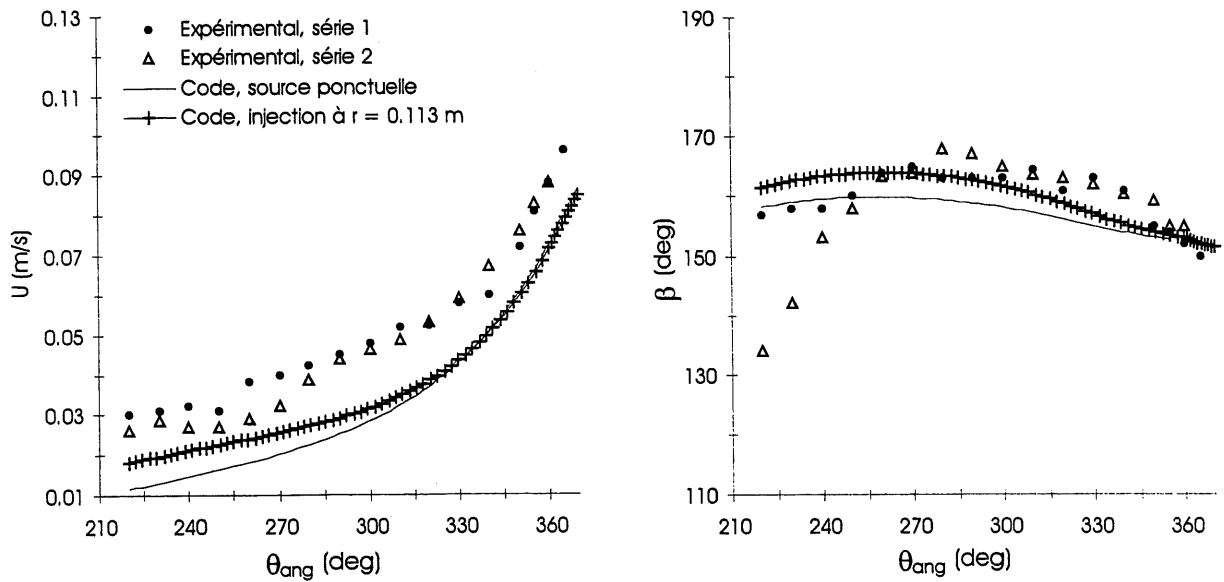


FIG. 4.17: Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur C_3 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$.

importantes turbulences tridimensionnelles (section 3.5.4). Dans ce secteur, les vecteurs vitesse expérimentaux sont plus radiaux que ceux obtenus numériquement. Curieusement, les distributions d'angle expérimentales et numériques concordent mieux pour l'injection par source que pour l'imposition du champ de vitesses sur R_1 .

Les profils de vitesse sur C_1 , C_2 , C_3 et C_4 sont présentés par les figures 4.15 à 4.18. De façon générale, on peut voir que les résultats expérimentaux et numériques ont les mêmes tendances. Toutefois, l'écart entre les distributions de vitesse augmente lorsque l'on s'approche de la paroi de la volute (de C_1 à C_4) ; expérimentalement, les vitesses sont plus élevées. Pour ce qui est des distributions d'angle, les tendances sont aussi les mêmes. Pour $\theta_{\text{ang}} < 240^\circ$, les angles ne correspondent pas très bien, mais ces mesures sont effectuées près de la région de la volute affectée par les turbulences tridimensionnelles. Comme l'écoulement doit devenir tangent à la paroi de la volute, les distributions d'angle concordent bien près de la paroi (C_2 , C_3 , C_4). Finalement, on voit que l'influence des conditions d'entrée sur les profils de vitesse dans la volute décroît vers la sortie puisque les deux profils de vitesse donnés par le code de simulation concordent bien pour $\theta_{\text{ang}} > 330^\circ$.

Analyse des résultats

Les divergences notées entre les profils de vitesse expérimentaux et numériques peuvent être expliquées à partir de la figure 4.19.

Cette figure illustre la position du point de stagnation dans la volute. Il existe ainsi dans la volute une ligne de stagnation joignant l'injecteur à ce point de stagnation ; sa forme s'approche d'une droite. Cette ligne divise la volute en deux zones nommées 1 et 2 sur la figure : elle se trouve donc à départager en quelque sorte la portion du débit total passant dans chacune des deux zones afin de sortir de la volute. Dans le cas de la volute expérimentale, la forme de cette ligne de stagnation n'est pas très bien définie à cause des fortes turbulences tridimensionnelles que l'on retrouve dans ce secteur.

Les résultats expérimentaux indiquent clairement qu'une plus grande proportion du débit total passe dans la zone 2 que ce que prédit le code de simulation. Ce fait est démontré par le profil de vitesse normale au début de la section de sortie (fig. 4.11b) ainsi que par les

écart entre les distributions de vitesse expérimentales et numériques des courbes C_2 , C_3 et C_4 (fig. 4.16 à 4.18). Un autre indice de ce fait est donné par les distributions de vitesse sur R_1 , R_2 et R_3 (figures 4.12 à 4.14). Face au “cut-off”, soit $\theta_{\text{ang}} = 20^\circ$, les angles expérimentaux et numériques sont comparables mais les vitesses mesurées sont moins élevées que les vitesses obtenues à partir du code de simulation. Cela indique qu’une proportion moins importante du débit total passe dans la zone 1 expérimentalement que numériquement.

On lie ce partage différent du débit total dans les zones 1 et 2 à la position différente du point de stagnation à la paroi de la volute, donc également de la ligne de stagnation. En effet, le code de simulation prédit que le point de stagnation est situé à $\theta_{\text{ang}} = 145^\circ$. Or, expérimentalement, on a identifié la position de ce point de stagnation à $\theta_{\text{ang}} \approx 120^\circ$ (section 3.5.4).

On croit que le déplacement du point de stagnation a un lien avec les importantes turbulences tridimensionnelles présentes dans cette région de la volute. Une bonne partie de la zone 1 est occupée par ces turbulences (fig. 3.21) : il est ainsi possible que ces turbulences bloquent partiellement cette zone et favorisent ainsi une plus grande proportion du débit total à passer par la zone 2 pour sortir de la volute. Cela a pour conséquence d’altérer la position du point de stagnation ainsi que toute la structure de l’écoulement dans la volute expérimentale. La cause de ces turbulences a été discutée précédemment à la section 3.5.4.

4.6 Bilan des résultats

Dans ce chapitre, on a développé un code numérique afin de simuler l’écoulement dans une volute de ventilateur centrifuge. L’écoulement dans la volute est supposé incompressible, bidimensionnel, non-visqueux et stationnaire. La condition d’entrée de la volute est le profil de vitesse moyen à la sortie de la roue centrifuge. Pour solutionner le champ de vitesse, la méthode intégrale des éléments de frontière est utilisée. La validation numérique du code a démontré que la programmation de la méthode est correcte et que la conservation de la masse est bien respectée. La validation du code avec les mesures effectuées dans la volute expérimentale seule a montré que les profils de vitesse numériques et expérimentaux présentent les mêmes tendances. Certaines observations tendent à montrer que les différences

notées entre ces profils de vitesse sont dues aux importantes turbulences tridimensionnelles que l'on retrouve dans la volute expérimentale, modifiant ainsi tout le champ de vitesse dans cette volute.

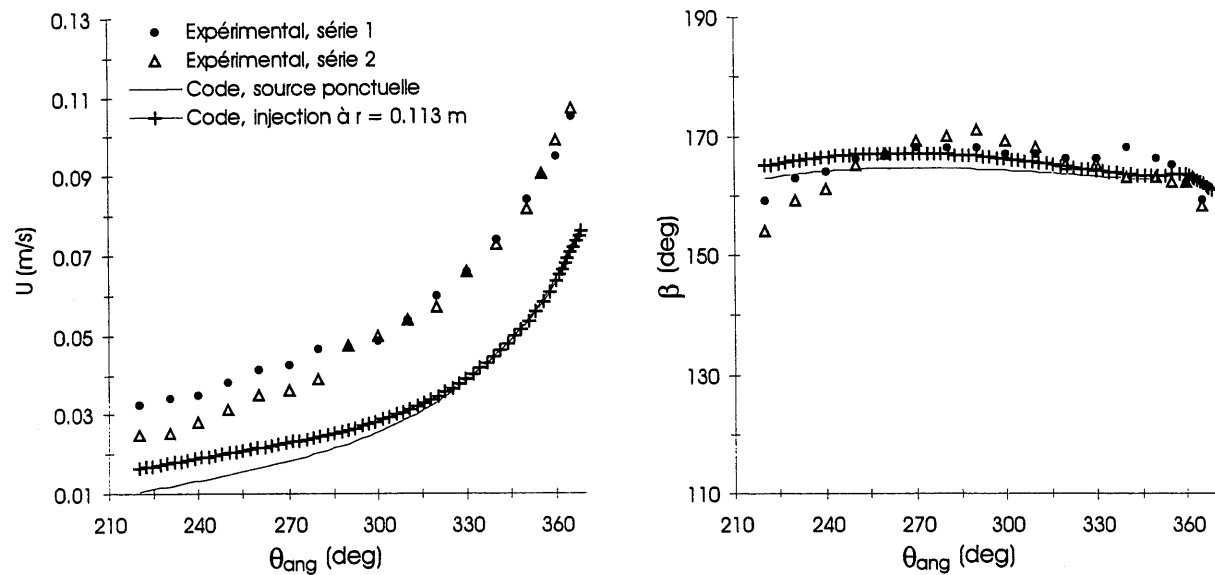


FIG. 4.18: Profils de vitesse expérimentaux et numériques sur C_4 pour la volute seule, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$.

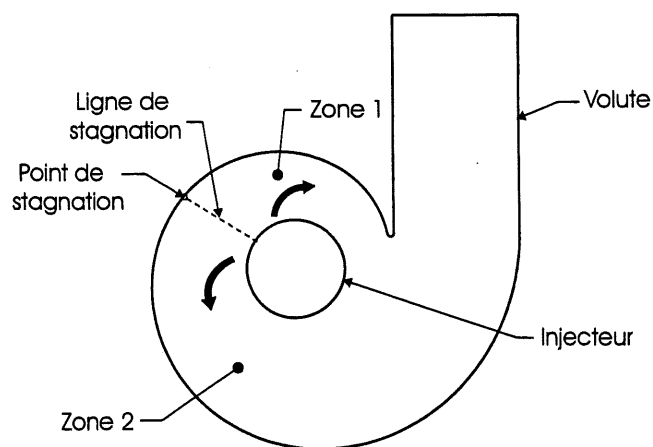


FIG. 4.19: Point et ligne de stagnation dans la volute seule.

Chapitre 5

Code intégré de simulation de l'aérodynamique du ventilateur

Dans ce chapitre, on traite du couplage des codes numériques de la roue centrifuge et de la volute afin d'obtenir le code de simulation de l'aérodynamique du ventilateur. On discute d'abord de l'intégration des effets tridimensionnels d'un ventilateur. Puis, on présente l'algorithme de calcul utilisé. Finalement, pour différentes configurations de ventilateurs, on procède à la comparaison des courbes de ventilation et d'efficacité expérimentales avec les courbes prédites par le code de simulation.

5.1 Intégration des effets tridimensionnels

Les deux effets tridimensionnels considérés sont l'asymétrie du profil de vitesse et la prérotation à l'entrée de la roue.

5.1.1 Asymétrie de l'écoulement à l'entrée de la roue

Des mesures effectuées à l'entrée de la roue d'un ventilateur centrifuge [Gohier & Grenier 1998] montrent que le débit n'est pas distribué de façon axisymétrique et uniforme ; la vitesse radiale en un point donné est fonction de la position angulaire et axiale considérée (figure 5.1). Les figures 5.2a et 5.2b montrent deux profils de vitesse radiale mesurés à

l'entrée d'un ventilateur typique; ces figures illustrent bien l'asymétrie. Les vitesses sont adimensionnalisées par rapport à la vitesse radiale moyenne. L'annexe J contient la géométrie du ventilateur utilisé pour ces mesures ainsi que l'ensemble des profils de vitesse.

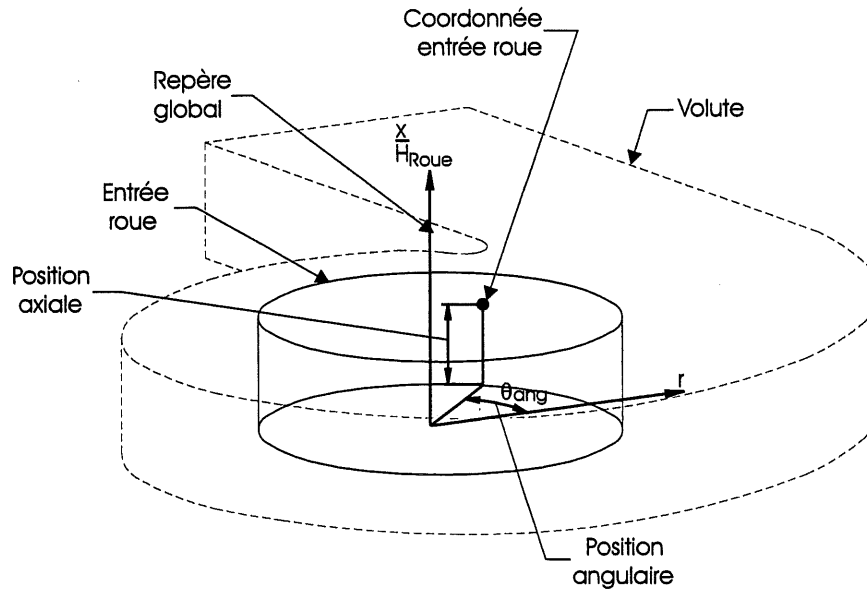


FIG. 5.1: Repère global pour un ventilateur. La référence 0° correspond à l'axe \vec{X}_o (figure 4.1).

Cette asymétrie est tout d'abord causée par la volute. Dépendamment de la position angulaire considérée, la volute crée une restriction plus ou moins importante autour de la roue. Cette restriction, maximale dans la région du "cut-off", produit un profil angulaire de vitesse radiale semblable à celui présenté par la figure 5.2a.

Le profil axial de vitesse radiale typique illustré par la figure 5.2b résulte de la difficulté plus ou moins importante qu'a l'écoulement à entrer dans la roue, selon la position axiale considérée. Dans le haut de la roue, l'écoulement ne peut suivre la trajectoire à très faible rayon de courbure nécessaire pour entrer, créant ainsi de la séparation et limitant le débit dans cette région. Par contre, dans le bas de la roue, la trajectoire nécessaire pour entrer a un rayon de courbure beaucoup plus grand, favorisant ainsi un débit plus élevé dans cette région.

Donc, le profil de vitesse à l'entrée de la roue d'un ventilateur typique ne correspond pas au profil de vitesse supposé par le code de simulation de la roue, c'est-à-dire axi-symétrique et uniforme sur toute l'épaisseur de la roue. Pour tenir compte de cette asymétrie

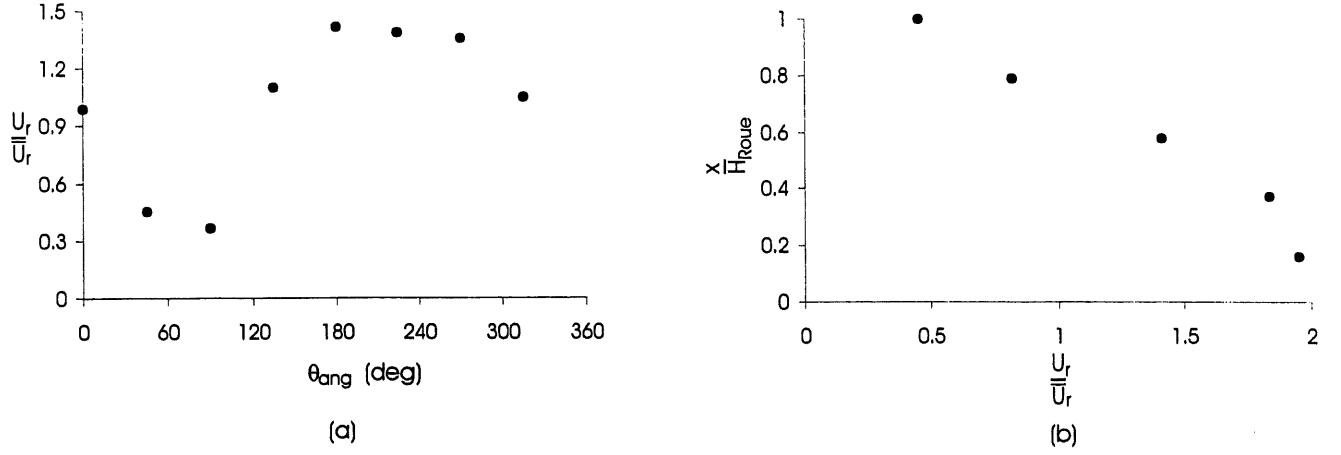


FIG. 5.2: Profils de vitesse radiale à l'entrée d'un ventilateur typique : (a) Profil angulaire, $\frac{x}{H_{Roue}} = 0.58$; (b) Profil axial, $\theta_{ang} = 180^\circ$ (d'après Gohier & Grenier 1998).

et de cette non-uniformité, on utilise une stratégie de segmentation de la roue en éléments de même taille, soit en tranches et en secteurs (figure 5.3).

Par la région couverte par chacun de ces éléments, un débit *effectif* Q_{ij} entre dans la roue. La stratégie consiste à considérer, de façon successive, que le débit Q_{ij} d'un élément s'applique également pour tous les autres éléments de la roue (débit axisymétrique et uniforme). Avec le code de simulation de la roue, on procède alors au calcul du travail effectué par la roue pour ce débit Q_{ij} afin d'obtenir les conditions de sortie associées. Une fois le calcul fait pour tous les Q_{ij} , on procède à un moyennage des conditions de sortie de ces différents débits afin d'obtenir les conditions globales de sortie de la roue. Les conditions à la sortie d'une roue sont :

- 1) les composantes radiale et tangentielle du vecteur vitesse $U_{r_{ij}}$ et $U_{t_{ij}}$;
- 2) la pression totale $P_{tot_{ij}}$;
- 3) les pertes de pression dans la roue $k_{roue_{ij}}$;
- 4) la puissance moteur consommée Pu_{ij} ;

Par la conservation de la masse, les composantes radiales de vitesse sont moyennées avec une pondération basée sur la fraction de la surface totale de l'entrée de la roue couverte par un élément. Puisqu'ils ont tous la même taille, la pondération est la même pour tous

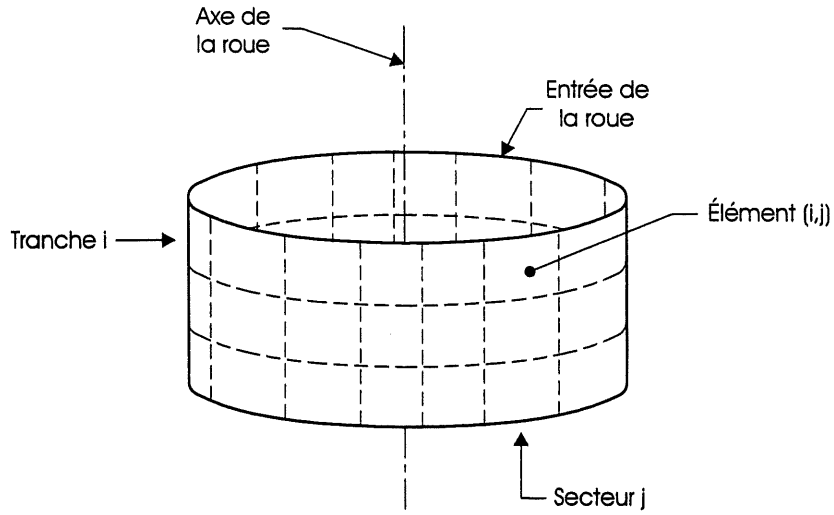


FIG. 5.3: Discrétisation de la roue de ventilateur en tranches et en secteurs.

les éléments. Les composantes tangentielles de vitesse et les puissances consommées sont moyennées de la même façon.

Les pressions totales sont moyennées par une pondération basée sur la fraction du débit total passant dans chacun des éléments. Pour démontrer ce choix de moyennage, la figure 5.4a présente un cas simulé par le code de volute pour lequel l'entrée de la volute a été divisée en deux secteurs de même taille : E_1 couvrant la région $90^\circ < \theta_{\text{ang}} < 270^\circ$, et E_2 couvrant l'autre moitié de l'entrée. La vitesse radiale U_{r_1} imposée sur E_1 est deux fois plus élevée que la vitesse radiale U_{r_2} imposée sur E_2 . La figure montre les lignes de courant produites et partant aux limites de ces secteurs. À la sortie de la volute on obtient un profil de vitesse uniforme ; la région S_1 , reliée à E_1 , est ainsi deux fois plus grande que la région reliée à E_2 , soit S_2 . La figure 5.4b illustre l'application de la conservation du momentum sur la section de sortie afin de trouver une pression moyenne \bar{P} . Comme les vitesses sont les mêmes, la pression totale moyenne devient la pression totale de chacun des secteurs pondérée par la fraction de la surface totale de la sortie reliée au secteur, donc la fraction du débit total passant dans le secteur. Les pertes de pression dans la roue $k_{\text{roue},j}$ sont moyennées de la même façon.

Pour ce qui est du débit $Q_{i,j}$ attribué à chaque élément de roue, il n'est pas possible de le calculer avec le présent code numérique. La distribution de débit en fonction des positions axiale et angulaire est donc empirique, c'est-à-dire basée sur des mesures de profil de vitesse

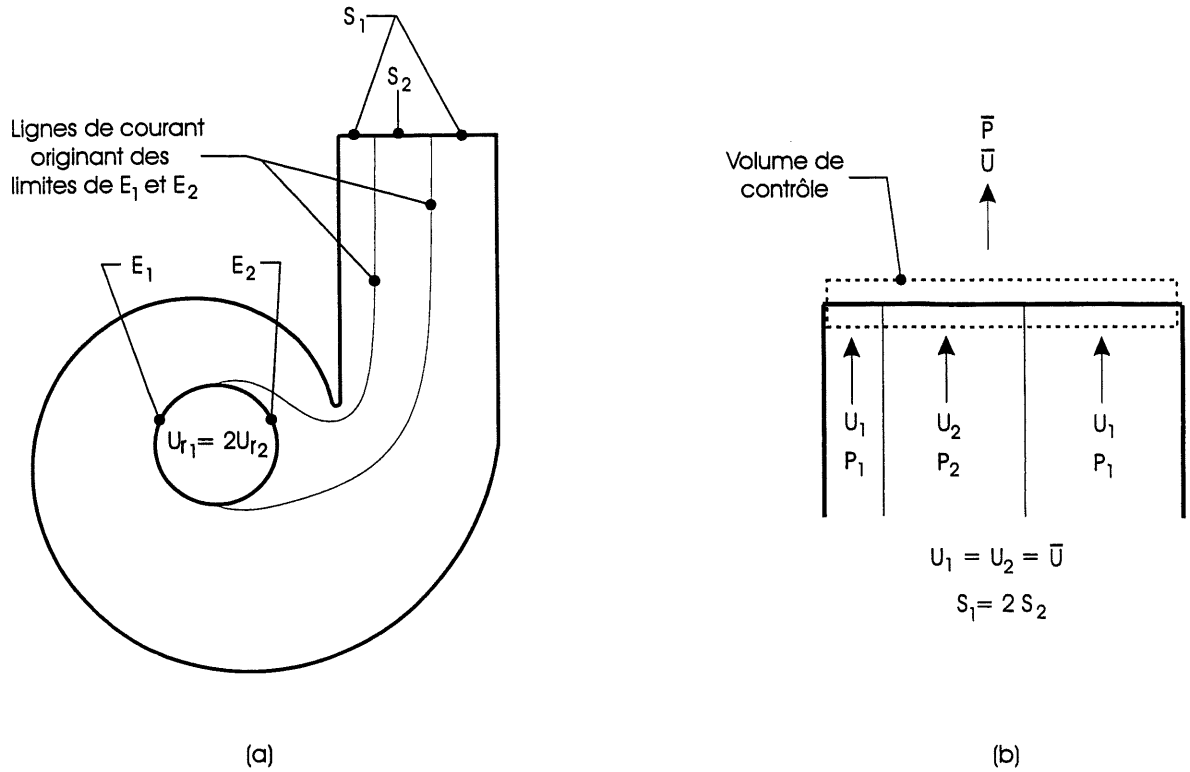


FIG. 5.4: Injection asymétrique du débit dans une volute : (a) simulation par le code de volute; (b) application d'un volume de contrôle à la sortie pour le calcul de la pression moyenne.

à l'entrée d'un ventilateur typique. Les profils de vitesse apparaissant à l'annexe J ont été mesurés à l'entrée d'un ventilateur et adimensionnalisés selon la vitesse radiale moyenne (donc lié au débit). On considère ainsi que ces profils de vitesse sont typiques des profils de vitesse que l'on peut trouver à l'entrée d'un ventilateur de géométrie comparable. Un programme a été conçu, basé sur ces profils de vitesse, afin de déterminer le débit dans chaque élément en fonction du nombre de tranches et de secteurs. L'unique ajustement apporté à ces profils de vitesse, lors de la discrétisation du débit à l'entrée, concerne la position du "cut-off" : les positions angulaires des profils de vitesse normalisée sont considérées relatives à la position du "cut-off". Lors de la mesure de ces profils de vitesse normalisée, la position angulaire du "cut-off" de la volute était $\theta_{ang} = 20^\circ$. Ainsi, si le "cut-off" d'un certain ventilateur se trouve par exemple à $\theta_{ang} = 50^\circ$, les profils de vitesse normalisée sont "décalées" de 30° .

5.1.2 Prérotation de l'écoulement à l'entrée de la roue

Les résultats de la section 3.5.5 ont montré que, pour le modèle expérimental roue-volute étudié, la volute a pour effet de créer une prérotation de l'écoulement à l'entrée de la roue. Cette prérotation modifie les conditions d'entrée, donc les profils de vitesse dans la roue. En imposant cette prérotation pour le code de simulation, les profils de vitesse expérimentaux et numériques correspondent bien.

Toutefois, pour ce qui est d'un ventilateur *réel* typique des ventilateurs étudiés ici, la visualisation par fil chaud et par injection de fumée du champ de vitesse à l'entrée de la roue montre que cette prérotation semble quasi-inexistante (David 1999). Ce fait s'explique par des conditions d'entrée et un effet de la roue différents entre le modèle expérimental bidimensionnel et un ventilateur réel.

Premièrement l'écoulement injecté est quasi axisymétrique pour le modèle expérimental, indépendamment de la forme de la volute. L'écoulement est alors "redistribué" à l'intérieur de la volute en fonction de la restriction générée par cette dernière sur l'écoulement, donc de la géométrie de la volute. Cette redistribution s'observe par l'apparition d'une prérotation de l'écoulement. Par contre, pour un ventilateur réel, le profil de vitesse à l'entrée est asymétrique ; le débit pénétrant dans la roue par un secteur donné est fonction de la position angulaire et s'ajuste naturellement en fonction de la restriction qui se trouve entre la roue et la volute dans ce secteur, avant même de pénétrer dans le ventilateur. Une prérotation n'est alors pas nécessaire pour "ajuster" le débit dans un secteur donné.

Deuxièmement, pour un ventilateur réel, la roue a pour effet d'accélérer tangentiellement l'écoulement. Ainsi, à la sortie de la roue, l'écoulement tend déjà à être parallèle à la paroi de la volute. Toutefois, l'analyse dimensionnelle nous a indiqué que la roue du modèle expérimental tourne proportionnellement beaucoup plus lentement que la roue d'un ventilateur réel (voir section 3.1.3). L'écoulement est ainsi peu accéléré tangentiellement à la sortie de la roue et se retrouve alors contraint par la volute à pivoter afin de devenir parallèle à sa paroi. Cet effet se propage jusqu'à l'avant de la roue, sous la forme d'une prérotation. Un signe visible de cette faible accélération tangentielle donnée par la roue est la position du point de stagnation. Pour le modèle expérimental couplé roue-volute, on a observé que

le point de stagnation se trouvait approximativement à peu près au même endroit que pour la volute seule, soit très loin du “cut-off”.

Donc, à partir des observations faites sur l'écoulement à l'entrée d'un ventilateur réel, la prérotation est considérée inexistante pour le code intégré de ventilateur.

5.2 Algorithme du code intégré de ventilateur

L'algorithme apparaît à la figure 5.5.

- 1) Acquisition des données de départ : géométries de la roue et de la volute, débit Q , vitesse de rotation n , niveau de discrétisation de la roue (nombre de tranches et de secteurs);
- 2) discrétisation de la roue en éléments (i, j) , discrétisation du débit Q_{ij} ;
- 3) pour chaque débit Q_{ij} , calcul des conditions de sortie de la roue : pression totale P_{totij} , composantes moyennes radiale et tangentielle de vitesse U_{rij} et U_{tij} , perte de pression dans la roue k_{roueij} , puissance consommée Pu_{ij} . Suite à la discussion de la section 3.5.3, il est préférable que le modèle couplé de couche limite-sillage soit désactivé;
- 4) pour toutes les tranches “i” d'un même secteur “j”, moyennage des composantes radiale et tangentielle de vitesse à la sortie de la roue pour obtenir \bar{U}_{rj} et \bar{U}_{tj} . Correction de ces vecteurs pour tenir compte de l'expansion roue-volute et de l'élimination du sillage s'il y a lieu (section 4.2.2);
- 5) résolution du champ de vitesse dans la volute. Discrétisation de l'entrée de la volute (S_3) en secteurs et imposition des vecteurs vitesse moyens des différents secteurs de la roue \bar{U}_{rj} et \bar{U}_{tj} ;
- 6) identification du point de stagnation, calcul de l'évolution de la couche limite à la paroi, des points de transition et de séparation;
- 7) calcul de la perte d'entrée $k_{entrée}$ [Tardif 1999], de la perte moyenne dans la roue \bar{k}_{roue} , de la perte moyenne d'expansion axiale \bar{k}_{axi} , de la perte d'expansion angulaire k_{ang} et de la perte due à la friction à la paroi k_{fric} .

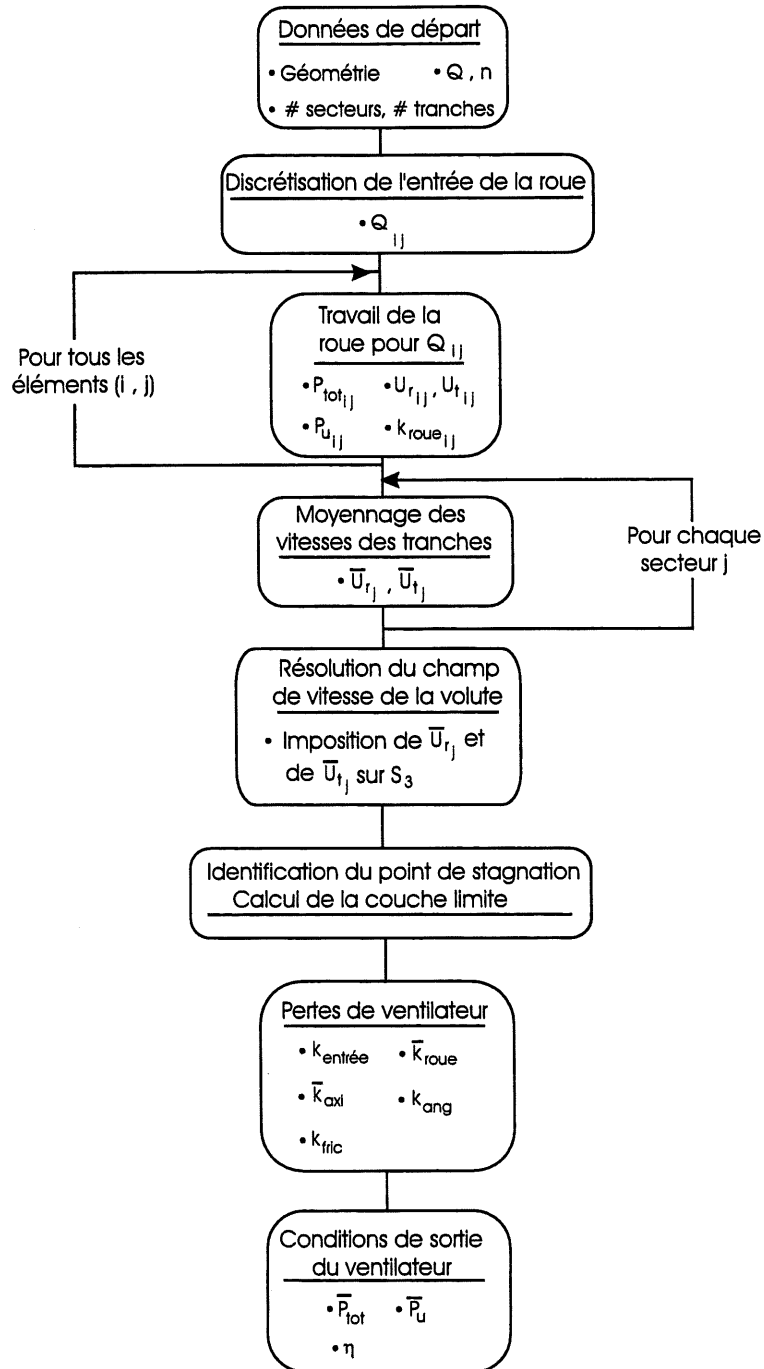


FIG. 5.5: Algorithme du code intégré de ventilateur.

Le calcul de la perte d'expansion axiale pour chacun des éléments est basée sur l'approche présentée à la section 4.4.1 concernant cette perte dans le cas d'une roue avec écoulement axisymétrique et uniforme. La figure 5.6 présente le cas pour la roue discrétisée en tranches et en secteurs.

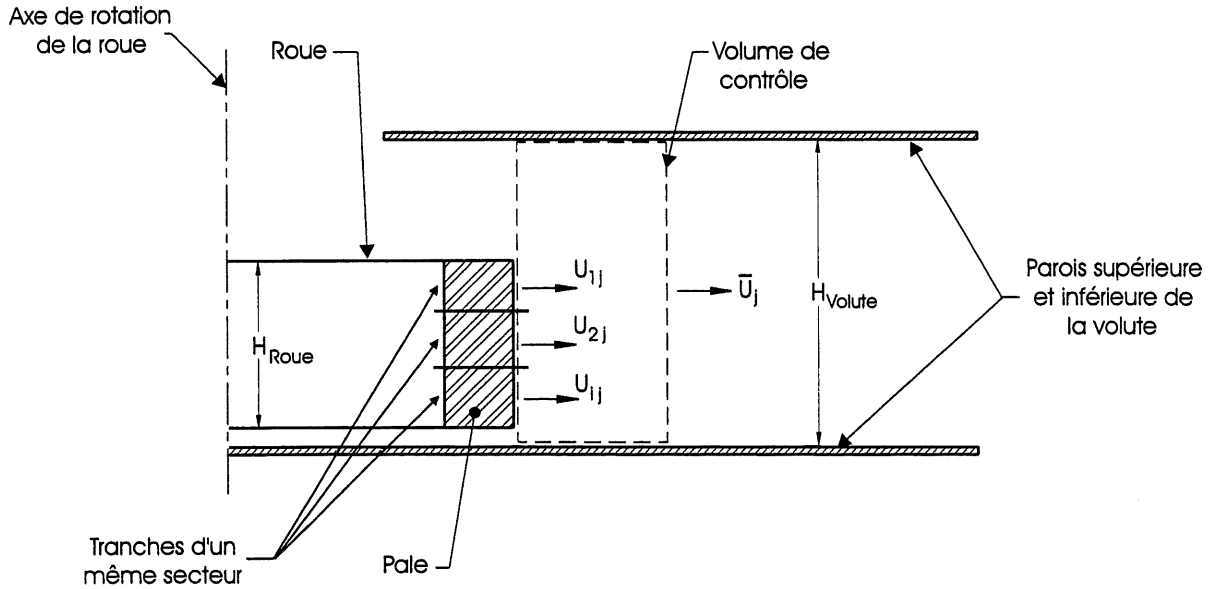


FIG. 5.6: Perte de pression due à une expansion axiale, cas de la roue discrétisée en tranches et en secteurs.

Pour un même secteur "j", on suppose un mélange instantané de l'écoulement des différentes tranches pour obtenir une vitesse moyenne \bar{U}_j dans la volute. Chaque tranche "i" de ce secteur a une vitesse totale de sortie différente U_{ij} . Pour certaines tranches, la vitesse diminue de U_{ij} à \bar{U}_j . On associe alors cette diminution de vitesse à une expansion, la perte associée à une expansion se calculant par l'équation 5.1 :

$$k_{axi,j} = \frac{1}{2} \rho U_{ij}^2 \left(1 - \frac{\bar{U}_j}{U_{ij}} \right)^2 \quad (5.1)$$

À noter qu'il y a perte seulement si le fluide décélère. Si le fluide accélère en passant de la roue à la volute, pour une tranche donnée, la perte est nulle. La perte d'expansion axiale est moyennée de la même façon que la pression totale (section 5.1.1).

8) calcul de la puissance moyenne consommée, de la pression totale moyenne à la

sortie de la volute et du rendement de ventilation. Le rendement de ventilation est calculé par l'équation 5.2 :

$$\eta = \frac{(\bar{P}_{tot} - k_{\text{entrée}} - \bar{k}_{\text{roue}} - \bar{k}_{\text{axi}} - k_{\text{ang}} - k_{\text{fric}}) Q}{\bar{P}_u} \quad (5.2)$$

Finalement, une boucle a été rajoutée au programme afin de calculer le travail effectué par le ventilateur pour une plage donnée de débits. Pour calculer le champ de vitesse dans la volute, à ces différents débits, la solution du système linéaire ne s'effectue qu'une seule fois. La forme du système à solutionner a été présentée précédemment par la figure 4.6. Pour tout débit, la matrice de ce système demeure la même puisque la géométrie de la volute ne change pas ; seul le vecteur solution, contenant les conditions aux limites, change. Ainsi, le code calcule le champ de vitesse dans la roue pour tous les débits, crée le vecteur des conditions limites pour chaque débit et solutionne le système linéaire (méthode de Gauss) simultanément pour tous ces vecteurs.

5.3 Comparaison des résultats entre le code de simulation et des ventilateurs

Afin de vérifier la performance du code de simulation, les courbes de ventilation, de rendement et de puissance consommée mesurées sur des ventilateurs sont comparés aux courbes prédites par le code. Sauf pour la Comefri T-HLE 200, les courbes expérimentales ont été mesurées par Jourdain (1998) ou Tardif (1999) sur un banc d'essai développé à cette fin. Pour les simulations, l'entrée de la roue est discrétisée en trois tranches et six secteurs, la distribution de débit est basée sur la distribution générique présentée à la section 5.1.1 et le modèle couplé de couche limite-sillage pour les pales est désactivé (suivant la discussion de la section 3.5.3).

5.3.1 Roue de ventilation Beckett, premier type de volute

Les géométries de la roue Beckett ainsi que de la volute premier type apparaissent aux tableaux K.3 et K.6 de l'annexe K. Ces géométries sont typiques pour les ventilateurs utilisés

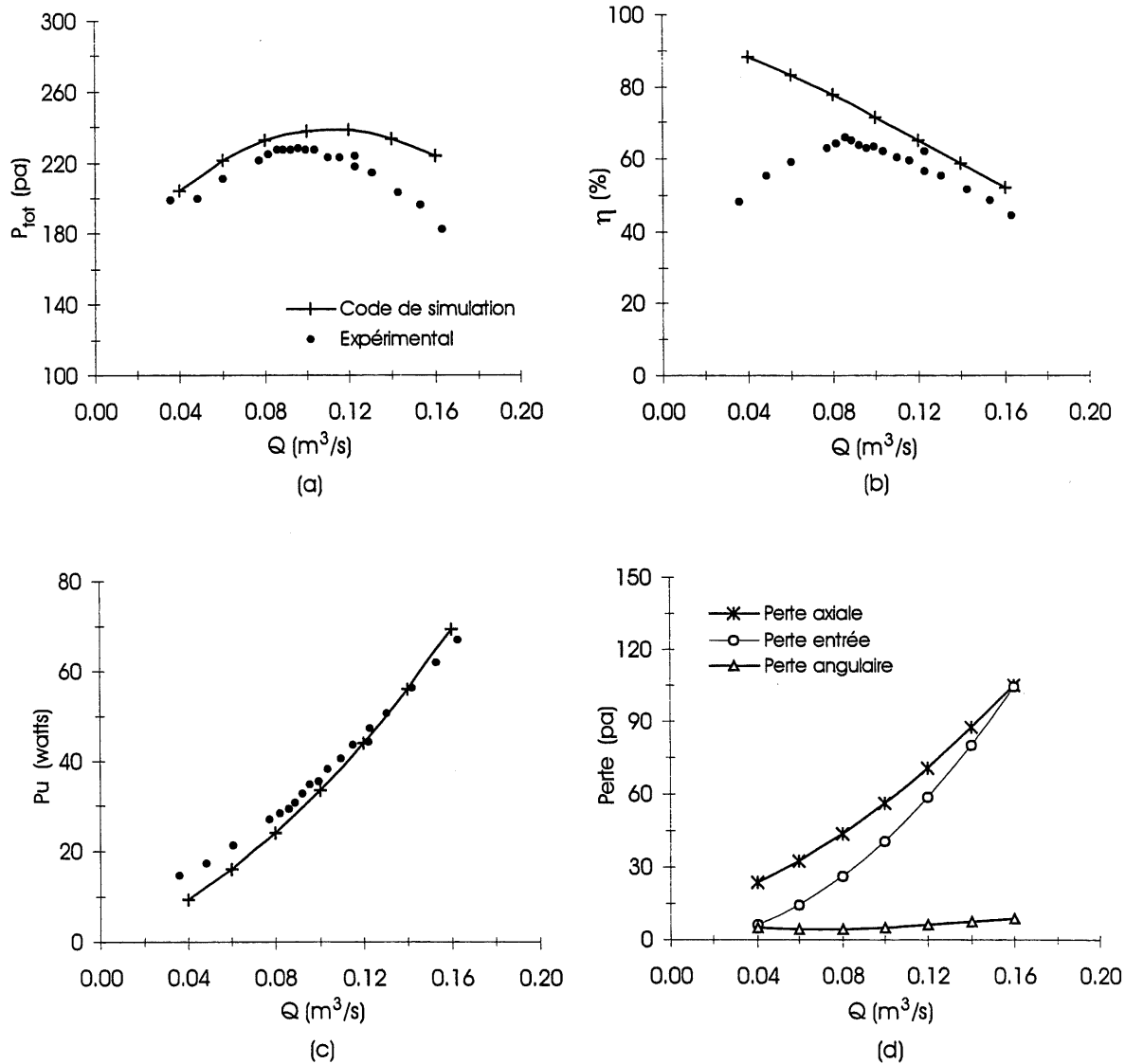


FIG. 5.7: Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec roue Beckett et le premier type de volute, $n = 150 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation ; (c) courbe de puissance mécanique du moteur ; (d) pertes de ventilateur, code de simulation.

présentement dans l'industrie. La Beckett est une roue de ventilation avec aubes inclinées vers l'avant. La forme de la volute a été optimisée pour la roue utilisée afin d'obtenir la meilleure courbe de ventilation [Jourdain 1998]. C'est ce même ventilateur qui a été utilisé afin de déterminer pour le code un profil de vitesse radiale générique à l'entrée d'une roue (annexe J).

La figure 5.7a compare les courbes de ventilation expérimentale et numérique. Les résultats sont en bon accord, avec une erreur d'à peine 5% au point de pression maximale. Les deux courbes prédisent approximativement le même débit donnant la pression maximale. À débit élevé, on peut voir que la pression prédite par le code est supérieure à la pression mesurée expérimentalement, cet écart atteignant 15%.

La figure 5.7b présente les courbes de rendement en ventilation. Les résultats concordent bien au débit de design et aux débits supérieurs, avec une erreur de 8%. Toutefois les rendements prédits sont beaucoup trop élevés à bas débit : le rendement ne diminue pas comme mesuré expérimentalement.

La figure 5.7c montre les courbes de puissance mécanique nécessaire pour entraîner la roue centrifuge. On peut voir une excellente correspondance entre les courbes expérimentale et numérique. Toutefois, à bas et moyen débit, l'écart entre la puissance prédite et la puissance mesurée semble assez faible mais est néanmoins de 20% à 30% en valeur relative.

La figure 5.7d présente l'évolution des différentes pertes de ventilateur prédites par le code de simulation. On peut voir que les pertes d'entrée et les pertes de mélange axiale sont du même ordre de grandeur à débit moyen et élevé. La perte de mélange angulaire est faible, témoignant de l'optimisation de la forme de la volute (angle de développement). La perte de pression due à la friction sur la paroi externe de la volute n'apparaît pas sur le graphique puisqu'elle est de l'ordre du dixième de pascal, soit plusieurs ordres de grandeurs de moins que la surpression produite par le ventilateur. Cette perte est donc négligeable pour un ventilateur de ce format. Finalement, la perte de pression dans la roue est nulle étant donné que le modèle couplé de couche limite-sillage a été désactivé.

En résumé, on peut voir que les résultats concordent bien à faible et moyen débit pour ce cas. L'écart important que l'on note pour les rendements à bas débit est dû à la faible

puissance mécanique : même si l'écart est petit entre la puissance mesurée et la puissance prédite, cet écart demeure grand en valeur relative, d'où une différence importante dans le calcul du rendement. À débit élevé, la pression totale prédite par le code peut être trop grande pour deux raisons : la surpression développée par la roue est surestimée par le code ou les pertes de roue et de volute sont sous-estimées. Étant donné que la puissance calculée par le code correspond très bien à la puissance mesurée et que cette puissance est directement reliée au travail effectué par la roue sur le fluide, on peut raisonnablement penser que la pression totale produite, telle que calculée par le code avant pertes, est correcte. Ainsi, on croit que l'écart de pression totale finale est due à une sous-estimation de certaines pertes.

Il est possible que cette perte supplémentaire ne provienne pas du ventilateur mais du banc d'essai ayant servi pour mesurer les performances des ventilateurs. En effet, afin de mesurer le débit ainsi que la pression statique produite, un venturi a été rajouté à la sortie du ventilateur. Le venturi et la sortie du ventilateur sont reliés par une conduite de ventilation de six pouces de diamètre. Or, la sortie rectangulaire de la volute a été directement connectée à cette conduite circulaire, à l'aide de ruban adhésif afin d'éliminer les fuites, sans aucune forme intermédiaire pour passer d'un élément à l'autre. Le rapport des deux surfaces en contact est de 0.57, ce qui constitue une expansion brusque importante. En rajoutant la perte associée à cette expansion [Gerhart, Gross & Hochstein 1992] aux pertes du code de ventilateur et en retraçant les courbes de ventilation et de rendement, on obtient les résultats présentés par la figure 5.8. On peut voir que les courbes de ventilation correspondent maintenant très bien et que les courbes de rendement concordent encore mieux à moyen et haut débit.

La figure 5.9a présente la position prédite du point de stagnation dans la volute. Les cercles indiquent les points de stagnation associés à chacun des débits considérés. La figure montre que le point de stagnation se situe dans la région du "cut-off" pour les faibles et moyens débits, ce qui est en accord avec ce à quoi on peut s'attendre. Plus le débit augmente, plus le point de stagnation s'éloigne du "cut-off". Expérimentalement, la position du point de stagnation n'a pas été mesurée.

La figure 5.9b présente les positions prédites des points de séparation, pour les débits considérés. Le triangle est le point de séparation sur le "côté de gauche" de la volute. Le "X" est le point de séparation sur le "côté de droite" de la volute. Le "côté de gauche" est

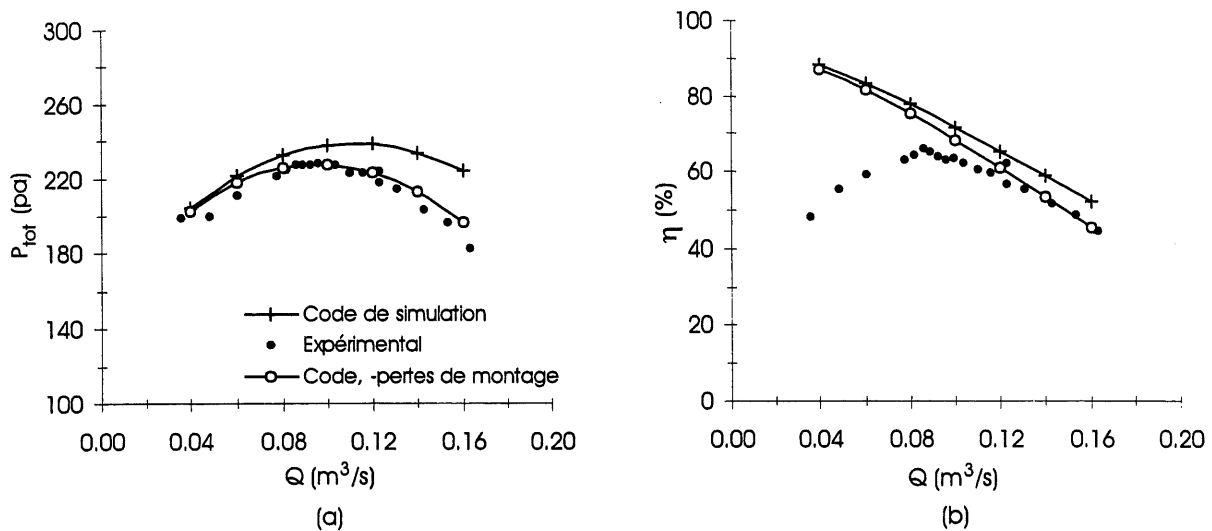


FIG. 5.8: Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec roue Beckett et le premier type de volute, rajout de la perte du montage expérimental, $n = 150 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation.

la section de la paroi de la volute comprise entre le point de stagnation et l'extrémité de la section de sortie, côté gauche. Le "côté de droite" est la section de la paroi de la volute comprise entre le point de stagnation et l'extrémité de la section de sortie, côté droit.

La figure 5.10 présente les distributions de pression à la paroi de la volute pour le "côté de gauche" et le "côté de droite" de la volute, pour deux débits. La pression est adimensionnalisée par rapport à la pression moyenne à la paroi. La position (x/L en abscisse) est la distance mesurée le long de la paroi de la volute entre le point de stagnation et le point considéré, adimensionnalisée par la distance totale entre le point de stagnation et la sortie de la volute (longueur du "côté de gauche" ou du "côté de droite", selon le cas).

On peut voir que, généralement, l'écoulement se sépare toujours au "cut-off" de la volute dû à l'important gradient de vitesse que l'on retrouve à cet endroit. Ce gradient de vitesse apparaît sur la distribution de pression de la figure 5.10a. La distribution de pression de cette figure est typique pour $Q > 0.08 \text{ m}^3/\text{s}$. Pour ce qui est du "côté de droite" de la volute, on peut voir que le point de séparation prédit se rapproche de la section de sortie lorsque le débit augmente. Il faut de plus noter que la couche limite prédite par le code est toujours laminaire lors du décollement. Or, la distribution de pression typique de la figure 5.10a montre que le gradient de pression n'est que faiblement adverse. Suivant

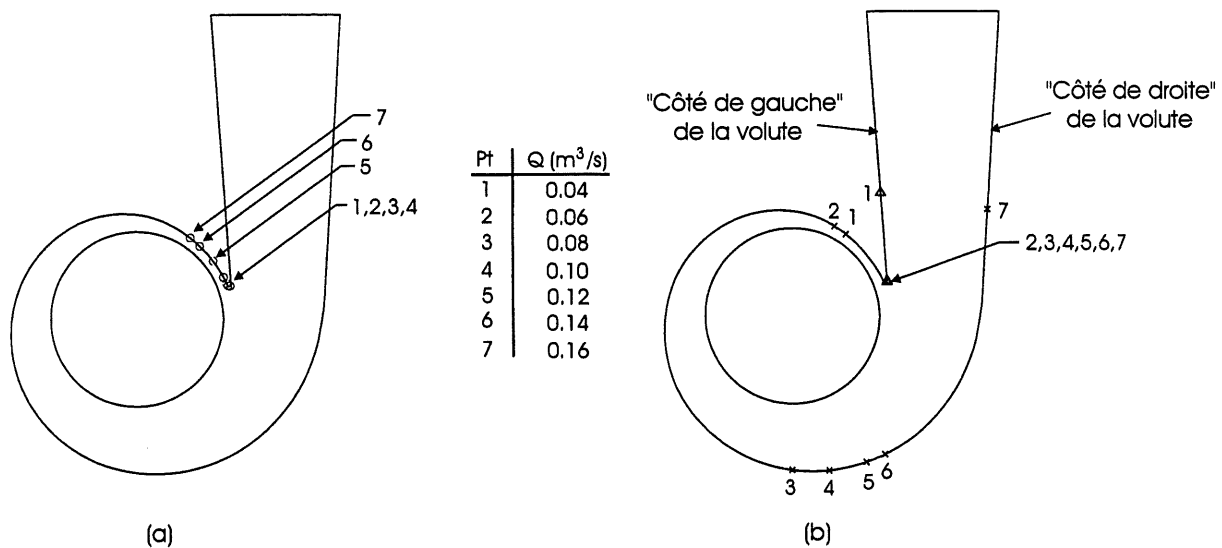


FIG. 5.9: Écoulements dans la volute prédits par le code pour le ventilateur avec roue Beckett et le premier type de volute, pour la plage considérée de débits : (a) points de stagnation ; (b) points de séparation.

la discussion de la section 4.3 sur le modèle de couche limite, on peut soupçonner que la couche limite ne décolle pas en réalité car elle n'est pas laminaire, mais turbulente. Quant au décollement près du "cut-off" à bas débit, il survient dû à l'apparition d'un bref gradient de pression à cet endroit (fig. 5.10b). On croit que ce gradient de pression est généré par le design de la volute : la position du gradient de pression adverse correspond à la position du joint entre la développée exponentielle et l'arc de cercle rejoignant le "cut-off" (annexe K). Ainsi, un choix différent d'arc de cercle pourrait éliminer ce gradient de pression. Quant au ventilateur réel, les points de séparation de la couche limite n'ont pas été visualisés.

Comme le gradient de pression du "côté de droite" de la volute est faible, on pourrait penser qu'une petite diminution de l'angle de développement de la volute éliminerait ce gradient et les points de séparation. Effectivement, en diminuant l'angle de développement de seulement 1°, les points de séparation de l'écoulement du "côté de droite" de la volute se déplacent dans la section de sortie. Les positions des points de stagnation et les courbes de performance demeurent pratiquement inchangées.

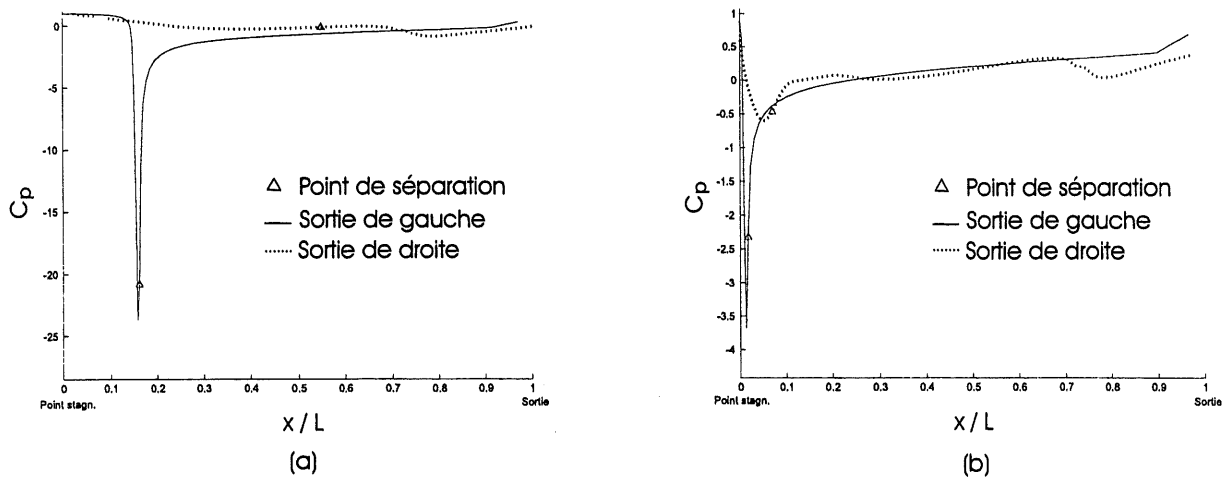


FIG. 5.10: Distribution de pression à la paroi de la volute prédite par le code pour le ventilateur avec roue Beckett et le premier type de volute : (a) $Q = 0.14 \text{ m}^3/\text{s}$; (b) $Q = 0.06 \text{ m}^3/\text{s}$.

5.3.2 Roue de ventilation Beckett, second type de volute

Pour cette comparaison, seule la volute a été changée : la roue centrifuge est demeurée la même. La géométrie de la volute du second type apparaît au tableau K.7 de l'annexe K. Les principales différences de cette volute par rapport à la précédente sont les positions radiale et angulaire du "cut-off".

La figure 5.11 présente les différentes courbes de performance de ce ventilateur. En comparant ces courbes avec les courbes de la figure 5.7, on peut voir que le second type de volute diminue la pression totale produite expérimentalement par le ventilateur de 10%. Le rendement diminue également alors que la puissance consommée demeure à toute fin pratique la même. Toutefois, le code de simulation prédit exactement les mêmes courbes pour les deux ventilateurs.

Il y a deux explications possibles à cette situation. Premièrement, on peut penser que des pertes supplémentaires apparaissent pour le second ventilateur, due à la forme et à la nouvelle position du "cut-off". La figure 5.12 compare la forme des deux volutes.

On peut voir que la section de sortie, à la hauteur du "cut-off", est plus restreinte d'environ 20% pour le second type de volute. Cette restriction peut créer des pertes supplémentaires qui ne sont pas modélisées par le code. La figure 5.13 illustre la distribution de pression

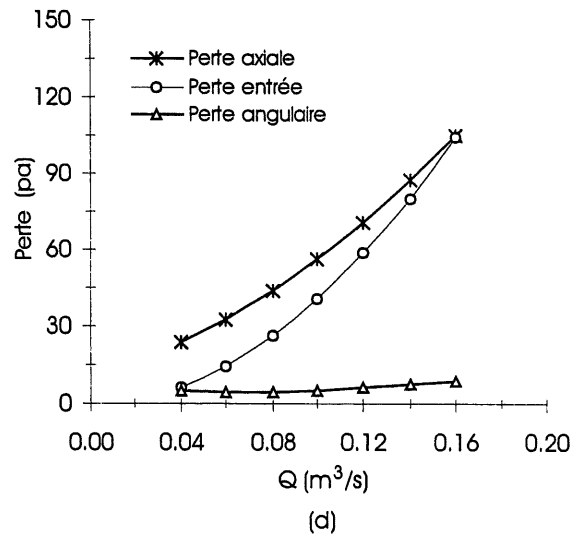
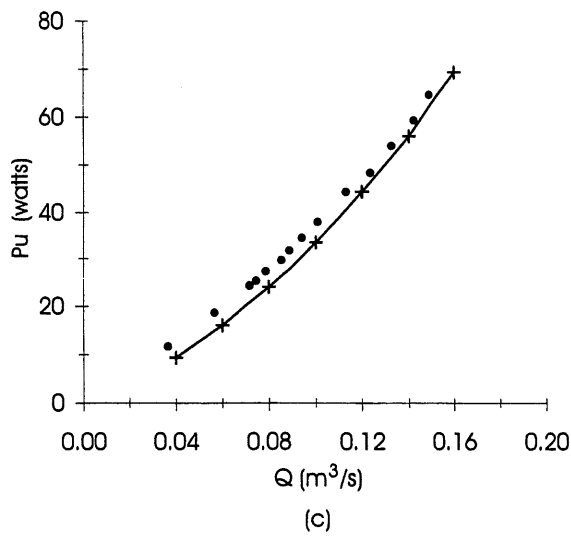
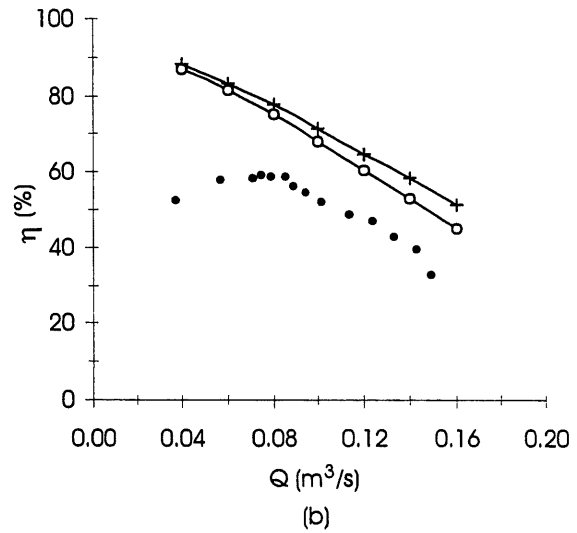
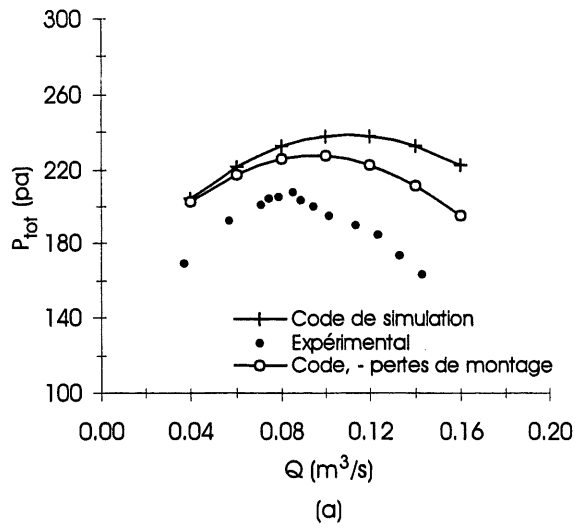


FIG. 5.11: Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec roue Beckett et le second type de volute, $n = 150 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation ; (c) courbe de puissance mécanique du moteur ; (d) pertes de ventilateur, code de simulation.

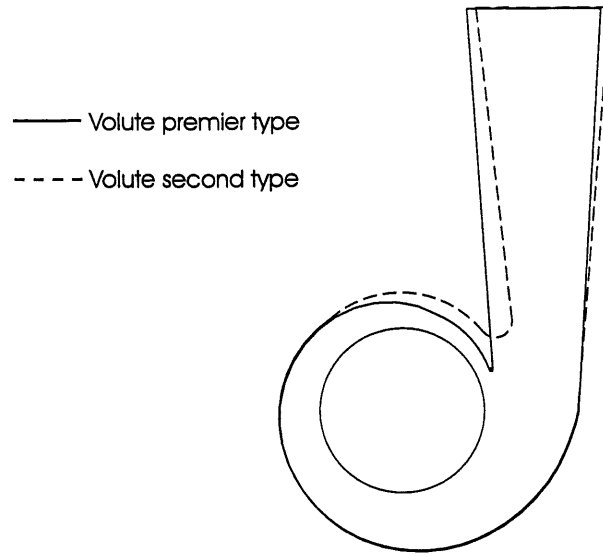


FIG. 5.12: Comparaison de la forme des deux types de volutes testées avec la roue Beckett.

typique à la paroi de cette volute. Cette restriction crée un important gradient de pression du “côté de droite” de la volute, à $x/L = 0.75$. D’ailleurs, on peut voir que le code prédit un décollement de la couche limite à cet endroit. Un décollement de la couche limite entraîne nécessairement l’apparition d’une région séparée et de nouvelles pertes de pression.

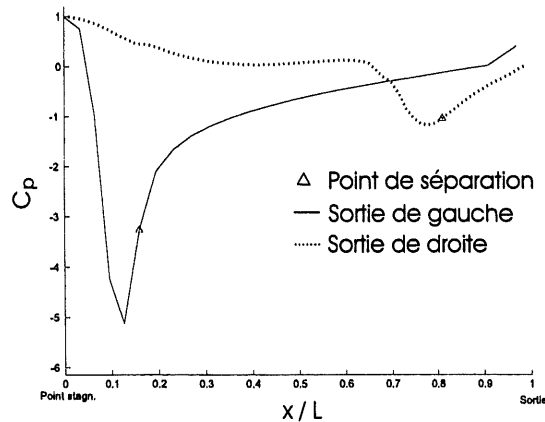


FIG. 5.13: Distribution de pression à la paroi de la volute prédite par le code pour le ventilateur avec roue Beckett et le second type de volute, $Q = 0.12 \text{ m}^3/\text{s}$.

La deuxième explication peut provenir des profils de vitesse radiale normalisés utilisés pour discrétiser le débit à l’entrée de la roue. Dans le cas du premier type de volute, les profils de vitesse radiale utilisés par le code sont “exacts” puisque c’est ce même ventilateur qui a servi à mesurer ces profils. Dans le cas du second type de volute (et pour tout autre

ventilateur), on a supposé que les profils de vitesse radiale à l'entrée de la roue ont la même forme que pour le ventilateur avec la volute du premier type (section 5.1.1). Or il est possible que la distribution de débit soit différente : la figure 5.12 montre bien que l'espacement entre la volute et la roue dans la région du "cut-off" est plus important pour le second type de volute, cette restriction moindre pouvant favoriser une plus grande proportion du débit total à entrer par ce secteur. Ainsi, une distribution différente du débit à l'entrée de la roue peut modifier la pression totale moyenne développée par la roue ainsi que les pertes. Mais comme pour le cas précédent, les courbes expérimentale et numérique de puissance consommée sont presque les mêmes (fig. 5.11c). On croit donc que la pression totale produite par la roue avant pertes, telle que calculée par le code, est correcte ; la différence entre les deux courbes de ventilation proviendrait donc de la sous-estimation de pertes de pression du ventilateur.

Quant à la position des points de stagnation et de séparation, les résultats sont approximativement les mêmes que pour le cas précédent. Mais encore ici, aucune observation expérimentale n'a été effectuée pour valider ces positions.

5.3.3 Roue de ventilation Comefri T-HLE 200

La géométrie de cette roue présente deux caractéristiques particulières par rapport à la roue Beckett : les aubes de la Comefri sont inclinées vers l'arrière, alors que la Beckett a ses aubes inclinées vers l'avant, et la roue a une forme convergente (l'épaisseur varie en fonction du rayon) afin que la composante radiale du vecteur vitesse moyen demeure constante dans la roue, quelle que soit la position radiale. La géométrie de cette roue apparaît au tableau K.4 de l'annexe K.

La courbe de ventilation expérimentale est la courbe donnée par le fabricant. Toutefois, autre que l'épaisseur, on ne dispose que de très peu d'informations concernant la forme de la volute utilisée pour ces mesures. Pour la simulation de ce ventilateur avec le code, on utilisera alors une volute de forme typique, soit celle du premier type utilisée avec la roue Beckett, avec l'épaisseur donnée par le fabricant, soit $H_{\text{volute}} = 130 \text{ mm}$; on pose donc ici comme hypothèse que la perte de pression angulaire dans cette volute est semblable à la perte pour la volute utilisée par le fabricant. Or, les résultats obtenus avec la roue Beckett (figures 5.7d et 5.11d) semblent indiquer que cette perte de pression est de toute façon faible

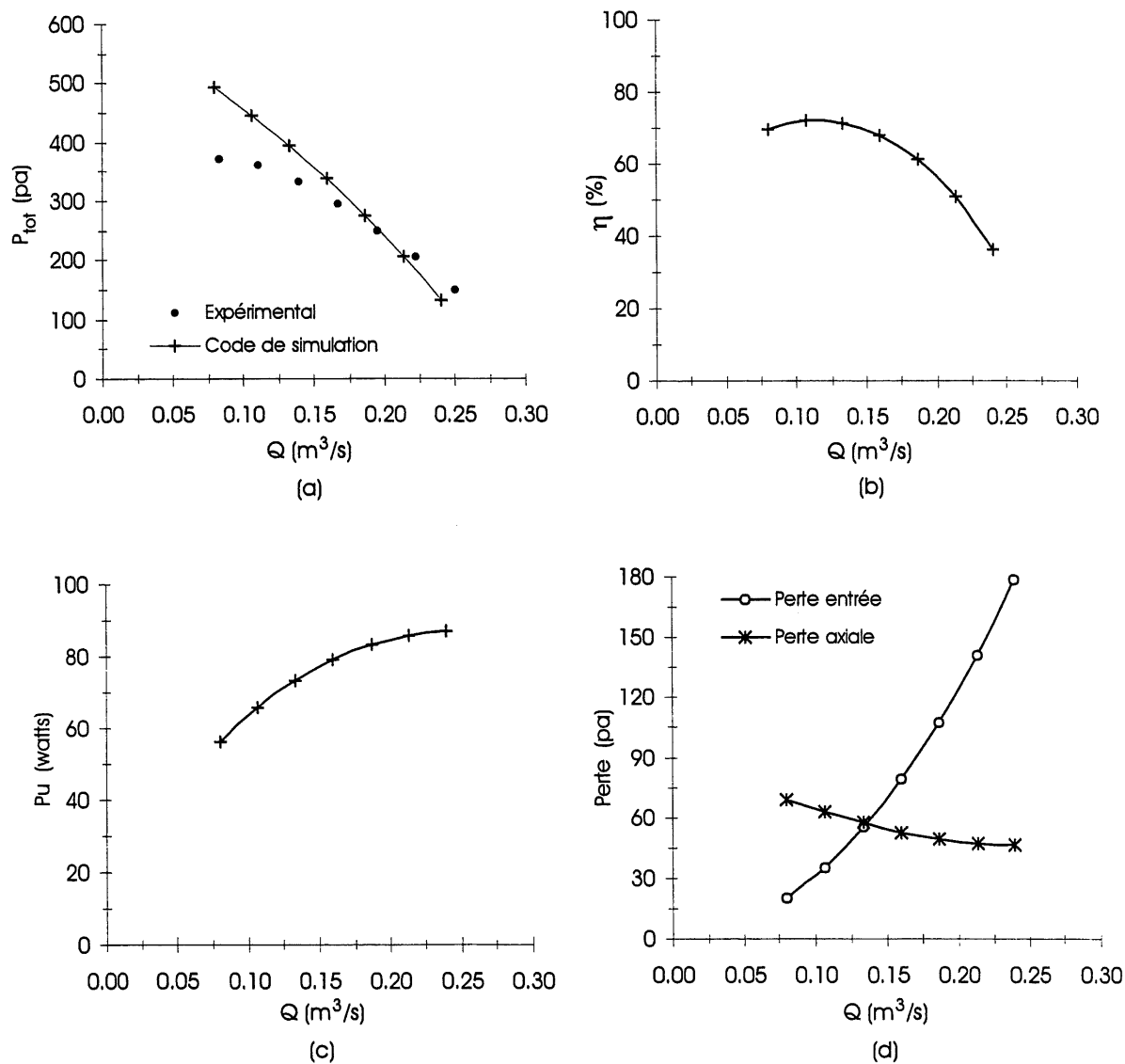


FIG. 5.14: Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec roue Comefri T-HLE 200, $n = 267 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation ; (c) courbe de puissance mécanique du moteur ; (d) pertes de ventilateur, code de simulation.

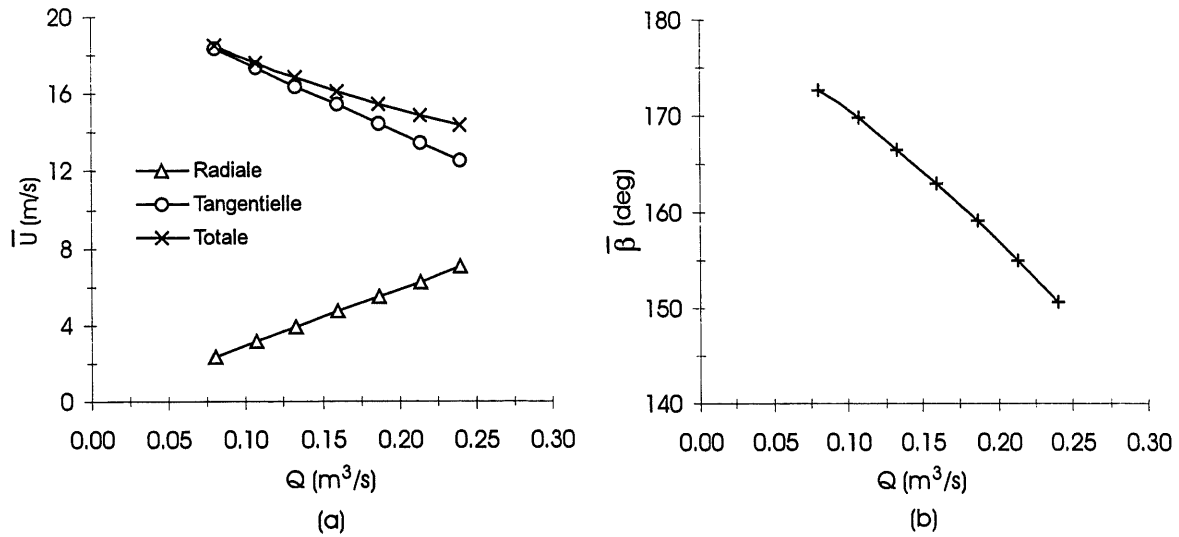


FIG. 5.15: Évolution des conditions moyennes à la sortie de la roue en fonction du débit pour la Comefri T-HLE 200, $n = 267 \frac{1}{s}$: (a) vitesses ; (b) angle.

par rapport aux autres types de pertes.

La figure 5.14a compare les courbes de ventilation expérimentale et numérique. On peut voir que les résultats concordent relativement bien aux débits moyen et élevé. Il est possible, aux faibles débits, que l'écoulement dans la roue soit affecté par de la séparation sur les pales (ce qui, on le rappelle ici, n'est pas simulée par le code puisque le modèle de couche limite est toujours désactivé) ; cette séparation, si elle existe, engendre des pertes de pression supplémentaires. La figure 5.14b indique un rendement théorique maximal de 72%, ce qui est une valeur typique pour un ventilateur avec aubes inclinées vers l'arrière bien conçu ; le fabricant ne donne quant à lui aucune information concernant la courbe de rendement. La figure 5.14c présente la puissance consommée : encore ici le fabricant ne donne aucune information à ce sujet.

Finalement, la figure 5.14d présente l'évolution des différentes pertes de ventilateur prédites par le code. Les courbes indiquent que la perte de pression axiale diminue lorsque le débit augmente, ce qui peut paraître surprenant au premier abord. Pour comprendre ce phénomène, la figure 5.15a présente la vitesse moyenne à la sortie de la roue, prédite par le code, en fonction du débit. On peut ainsi voir que, lorsque le débit augmente, la composante tangentielle du vecteur vitesse diminue et, par conséquent, la vitesse totale ainsi que l'angle

moyen de sortie (figure 5.15b). Cette situation est causée par l'angle de sortie de la pale.

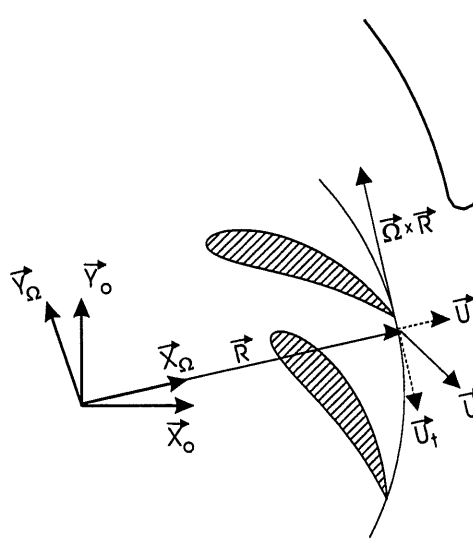


FIG. 5.16: Champ de vitesse à la sortie d'une roue à aubes inclinées vers l'arrière.

En effet, à la sortie de la roue (figure 5.16), la composante tangentielle de vitesse selon le repère fixe (\vec{X}_o, \vec{Y}_o) est la somme de la composante tangentielle dans le repère en rotation \vec{U}_t et d'un "vecteur induit" par la rotation de ce repère par rapport au repère fixe $(\vec{\Omega} \times \vec{R})$. Or, pour une roue à aubes inclinées vers l'arrière, ces deux composantes sont en directions opposées l'une de l'autre. Si le débit augmente, donc la norme de \vec{U}_r , la norme de la composante tangentielle \vec{U}_t augmente aussi en considérant que l'angle du vecteur vitesse dans le repère en rotation \vec{U} demeure toujours à peu près constant. Ainsi, comme la vitesse de rotation demeure constante, la composante tangentielle globale de vitesse dans le repère fixe diminue. Dans le cas d'une roue à aubes inclinées vers l'avant comme la roue Beckett, la composante tangentielle de vitesse dans le repère fixe augmente puisque la composante tangentielle de vitesse \vec{U}_t est dans la même direction que le sens de rotation de la roue.

Malgré tout, on peut voir que les courbes de ventilation du fabricant et celles provenant du code de simulation correspondent relativement bien aux débits moyen et élevé. Il serait nécessaire de disposer de données expérimentales sur les courbes de rendement et de puissance consommée de cette roue, avec une volute de forme connue, pour compléter adéquatement cette analyse. Finalement, faute de mesures, on n'a pu vérifier si la distribution de débit à l'entrée de la roue se rapproche de la distribution de débit générique utilisée par le code.

5.3.4 Roue de ventilation Proto-5, premier type de volute

La Proto-5 est une roue de ventilation avec aubes inclinées vers l'avant conçue par Tardif (1999). Sa caractéristique principale est l'épaisseur importante de ses pales (30% de la corde). La géométrie de cette roue apparaît au tableau K.5 de l'annexe K.

La figure 5.17a présente les courbes de ventilation. On peut voir que les courbes expérimentale et numérique ont approximativement la même forme et indiquent le même débit pour la pression maximale. Toutefois, il existe un écart assez constant de 25% entre les deux courbes : le code prédit une pression plus élevée, pour toute la courbe, d'environ 50pa.

La figure 5.17b compare les courbes de rendement. De façon surprenante, le code prédit correctement les rendements à moyen et à grand débit alors que le code surestime les pressions. Or, les rendements correspondent parce que le code surestime également la puissance mécanique absorbée à moyen et à grand débit d'environ 25% (figure 5.17c). Toutefois, cette même figure montre que le code estime bien la puissance mécanique à faible débit.

Finalement, la figure 5.17d présente les pertes de pression calculées par le code. On peut voir que la perte de pression axiale devient très importante lorsque le débit augmente à cause de la grande différence d'épaisseur entre la roue et la volute (facteur de 2.1).

Ainsi, à faible débit, il semble que le code sous-estime certaines pertes dans le ventilateur puisque les puissances mécaniques absorbées correspondent mais non pas les surpressions obtenues : comme pour le cas précédent, il est possible que l'écoulement soit affecté par de la séparation sur les pales (le modèle de couche limite est toujours désactivé), occasionnant des pertes de pression supplémentaires. À moyen et à grand débit, il est probable que le code surestime la pression développée par le ventilateur parce qu'il surestime le travail effectué par la roue ; cette dernière ne semble pas parvenir en réalité à transférer autant d'énergie à l'écoulement que le code estime. Les mécanismes exacts affectant ce transfert d'énergie sont difficiles à déterminer à ce point, faute de d'autres données.

Mais il est possible que la distribution de débit à l'entrée de la roue Proto-5 soit fort différente de la distribution de débit générique utilisée, d'où les écarts entre les résultats expérimentaux et numériques. Afin d'étudier cette possibilité, utilisons ici des distributions de

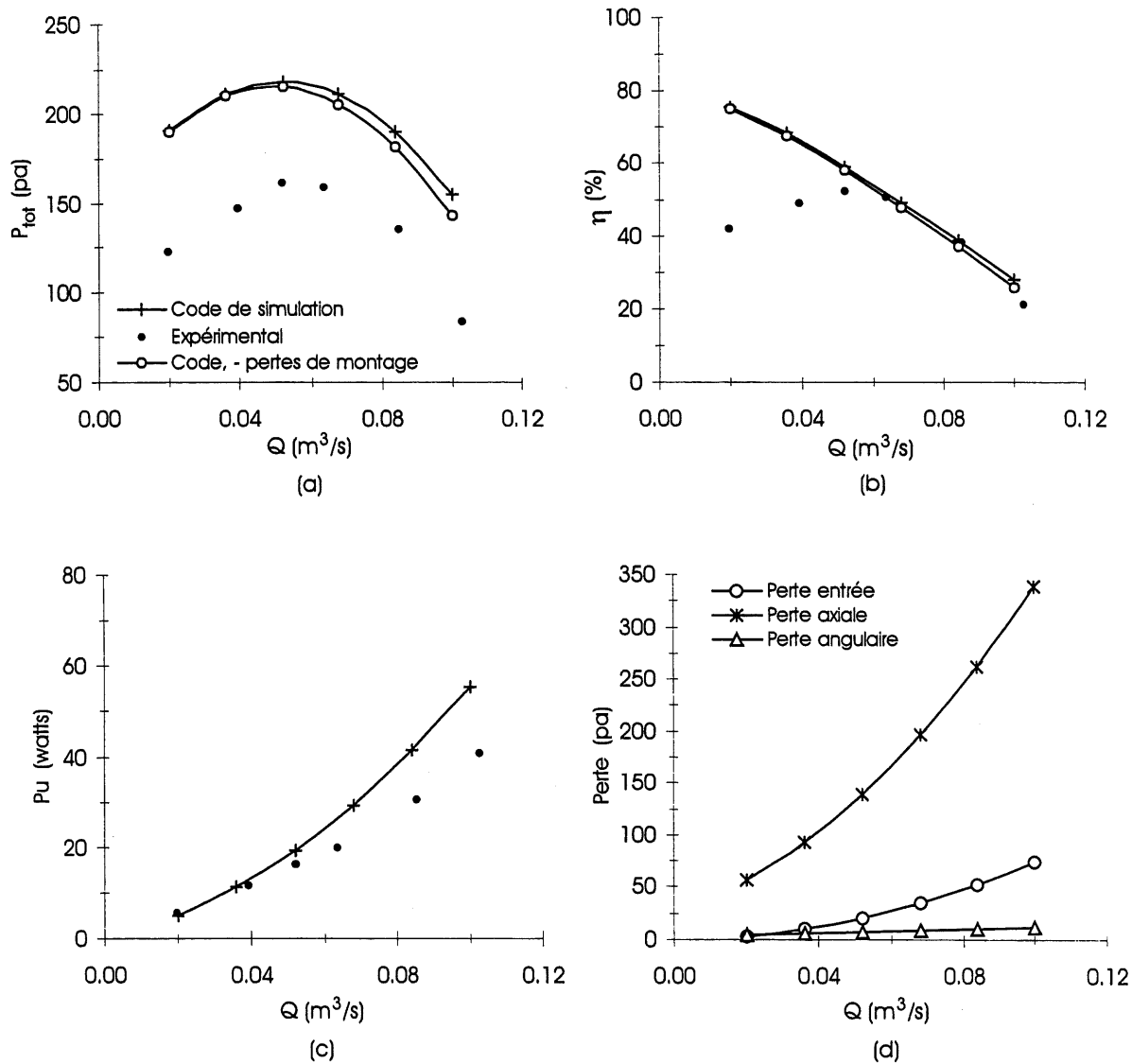


FIG. 5.17: Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec la roue Proto-5 et le premier type de volute, $n = 150 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation ; (c) courbe de puissance mécanique du moteur ; (d) pertes de ventilateur, code de simulation.

débites différents de la distribution générique afin de calculer les performances du ventilateur. Pour la distribution angulaire, on conserve la distribution générique (figure 5.2a) puisque la volute utilisée avec la roue Proto-5 est la même qu'utilisée lors de la mesure du profil de vitesse à l'entrée d'un ventilateur (annexe J); or on a précédemment supposé que la distribution angulaire était principalement causée par la présence, donc la forme, de la volute (section 5.1.1). Pour ce qui est de la distribution axiale, les figures de l'annexe J montrent que la distribution générique peut être approximée comme étant linéaire avec, en moyenne, une vitesse quatre fois plus élevée dans le bas que dans le haut de la roue. Donc, étudions deux cas : une distribution axiale constante et une distribution axiale linéaire avec une vitesse huit fois plus élevée dans le bas que dans le haut de la roue.

La figure 5.18a présente les courbes de ventilation obtenues. À faible débit, la pression développée est peu influencée par la distribution de débit utilisée. À moyen et à débit élevé, on peut voir que plus le débit est concentré dans le bas de la roue, moins la pression générée est élevée. Toutefois, ce changement de pression n'est pas causé par une variation du travail fait par la roue puisque la figure 5.18c montre que la puissance consommée par la roue est presque indépendante de la distribution de débit utilisée. Cette variation est plutôt causée par une fluctuation de la perte de pression axiale dans la volute (figure 5.18d); sur cette figure les pertes de pression ont été combinées et, comme les formes de la bouche d'entrée et de la volute ne changent pas entre chaque cas, seule la perte de pression axiale fluctue.

Ainsi, il est très peu probable que les écarts observés entre les résultats expérimentaux et numériques soient principalement dus à l'imposition d'une distribution de débit incorrect à l'entrée de la roue; l'utilisation de la distribution générique de débit donne une courbe de ventilation de forme semblable à la courbe expérimentale, notamment pour le débit de pression maximale. D'autres mécanismes, qui ne sont pas modélisés ici par le code, entrent en jeu : il semble bien que ces mécanismes soient liés à la modélisation de l'écoulement dans la roue (séparation de la couche limite, sillage, etc).

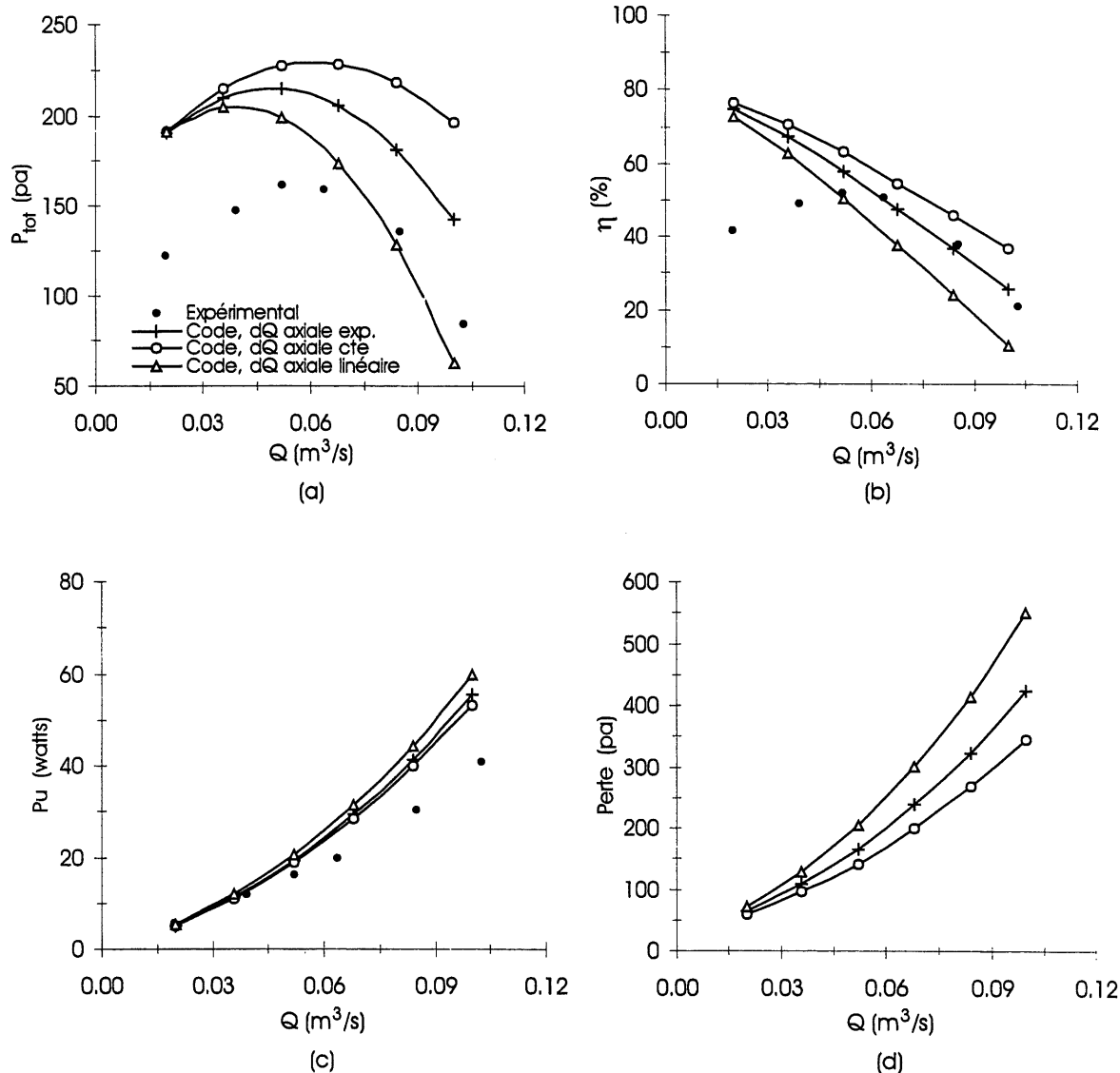


FIG. 5.18: Comparaison des performances expérimentales et numériques pour le ventilateur avec la roue Proto-5 et le premier type de volute pour différentes distributions de débit à l'entrée, $n = 150 \frac{1}{s}$: (a) courbe de ventilation ; (b) courbe de rendement en ventilation ; (c) courbe de puissance mécanique du moteur ; (d) pertes globales de ventilateur, code de simulation.

Chapitre 6

Conclusion

L'industrie fait de plus en plus appel aux codes numériques de simulation afin de diminuer les délais et les coûts associés au développement de nouveaux produits. Ce présent projet s'inscrit dans cette démarche avec la création d'un outil de simulation de l'aérodynamique interne d'un ventilateur centrifuge. En plus d'être en mesure d'estimer avec une précision raisonnable les performances d'un ventilateur, fonction de la configuration donnée, ce code devait être simple afin de fonctionner sur un simple micro-ordinateur. Pour ce faire, le projet a comporté quatre étapes.

La première étape consistait à créer et à valider un outil numérique pour la simulation 2-D de l'aérodynamique de la roue. La création de cet outil a été réalisée par Tardif (1999). Pour la validation, un montage expérimental a été conçu afin de mesurer le champ de vitesse à l'intérieur d'un modèle de roue pour différents régimes d'écoulements. Ces champs de vitesse ont été mesurés à l'aide d'un système de vélocimétrie par imagerie de particules. Par la suite, les mesures ont été comparées aux champs de vitesse prédits par le code de simulation. Les résultats ont clairement démontré que le code simule correctement l'écoulement lorsqu'il n'y a pas de séparation de la couche limite. Toutefois, le code présente certaines lacunes lorsqu'il y a séparation de la couche limite. Ces lacunes touchent principalement la prédiction de la position du point de séparation du côté pression d'une pale ainsi que la forme du sillage.

La seconde étape consistait à créer et à valider un outil numérique pour la simulation 2-D de l'aérodynamique de la volute. L'outil consiste à la solution d'un écoulement type potentiel dans la volute à l'aide de la méthode intégrale des éléments finis de frontière. Une

distribution de vitesse peut être imposée comme condition d'entrée dans la volute. Un modèle semi-empirique de couche limite et des modèles de perte de pression ont été rajoutés au code. Pour la validation, le champ de vitesse a été mesuré à l'intérieur d'un modèle de volute à l'aide du système de vélocimétrie par imagerie de particules. Les résultats ont démontré que le code semble simuler assez correctement le champ de vitesse dans la volute. Les écarts notés entre les résultats expérimentaux et numériques ont été imputés aux turbulences tridimensionnelles que l'on retrouvait en certains endroits du modèle expérimental. Toutefois, les modèles de couche limite et de pertes de pression n'ont pu être expérimentalement validés. Également, la modélisation d'une région séparée à la paroi de la volute n'a pas pu être réalisée.

Les troisième et quatrième étapes consistaient à coupler les deux outils de simulation et à incorporer certains effets tridimensionnels pour la création du code de simulation du ventilateur. L'effet tridimensionnel majeur à ajouter au code est l'asymétrie du profil de vitesse radiale à l'entrée de la roue. La méthode utilisée pour ajouter cet effet est de discrétiser la roue en éléments, soit en tranches et en secteurs. Un débit effectif est associé à chacun de ces éléments, basé sur des mesures de profil de vitesse effectuées à l'entrée d'un ventilateur générique. Le code calcule successivement le travail effectué par la roue pour chacun de ces débits effectifs, comme si ce débit associé à un élément s'appliquait sur toute l'entrée du ventilateur. Par la suite, le code moyenne les conditions de sorties relatives à chacun de ces débits et utilise le résultat comme condition d'entrée pour la volute. Le code solutionne alors le champ de vitesse dans la volute et estime les pertes de pression. À la fin, le code indique la surpression produite, le rendement, la puissance mécanique absorbée, les différentes pertes de pression ainsi que la position des points de stagnation et de séparation dans la volute. Une boucle est rajoutée au code afin de calculer ces résultats pour toute une plage de débits.

Pour valider le code, les performances mesurées sur des ventilateurs instrumentés ont été comparées aux performances prédites par le code. Les résultats ont montré généralement une bonne correspondance entre les performances mesurées et calculées, plus particulièrement dans le cas du ventilateur ayant servi à déterminer la distribution de débit générique à l'entrée d'une roue. Les écarts notés ont été principalement attribués à la difficulté de bien modéliser certains régimes d'écoulement dans une roue (séparation sur les pales,...) ainsi que les pertes associées. Pour ce qui est de la position des points de stagnation et de séparation, aucune comparaison n'a pu être faite, faute de données expérimentales.

Ainsi, le code développé est un outil qui peut s'avérer intéressant pour la conception de ventilateurs centrifuges. Afin de le rendre plus performant et plus fiable, certaines améliorations ou études devraient être réalisées :

1. Étudier de façon plus approfondie le comportement des couches limites et des régions séparées dans le cas des systèmes en rotation. Lors de la validation du code de simulation de la roue, les résultats expérimentaux et numériques correspondaient mieux quand le modèle combiné couche limite-sillage était désactivé. Pour cette raison, ce modèle a aussi été désactivé pour le code du ventilateur. Toutefois, il peut y avoir séparation de la couche limite et apparition d'un sillage dans une roue réelle : il est donc nécessaire d'incorporer ces deux phénomènes au code car ils influencent le travail effectué par la roue sur le fluide ainsi que les pertes de pression dans la roue.
2. Valider le modèle de couche limite utilisé pour le code de la volute (position des points de séparation, etc). Étudier le comportement des régions séparées pour les écoulements internes afin de développer un modèle pour la volute. Ainsi, il sera possible de mieux prédire s'il y a séparation ou non de la couche limite dans une volute et d'estimer la perte de pression engendrée par la présence d'une région séparée.
3. Vérifier expérimentalement, avec des combinaisons de différentes roues et volutes, s'il existe à l'entrée d'un ventilateur centrifuge une distribution de débit typique.
4. Valider les modèles de pertes de pression axiale et angulaire utilisés pour la volute.

Annexe A

Photographies du montage expérimental

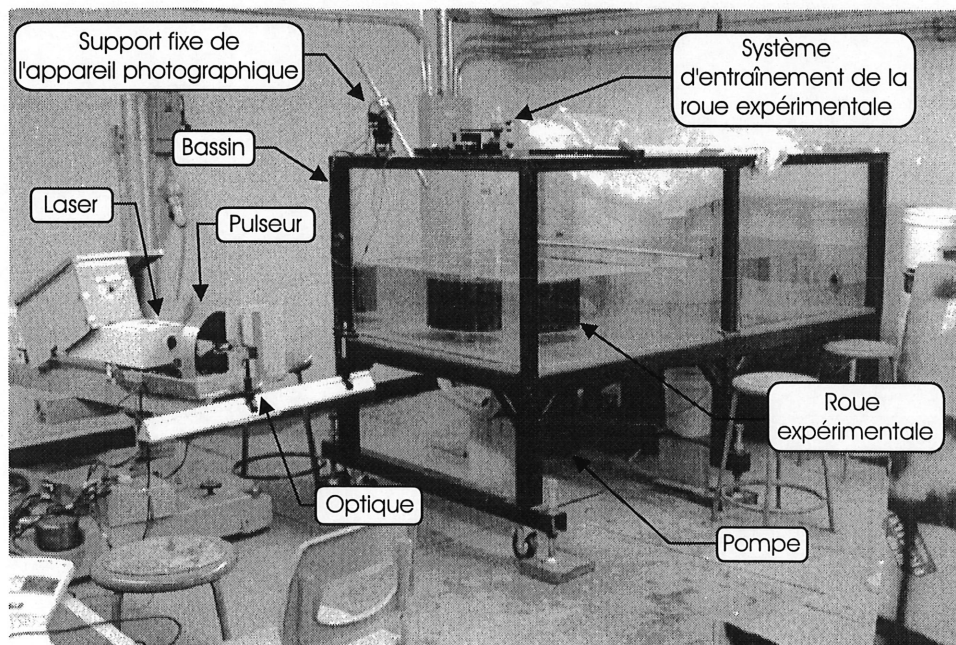


FIG. A.1: Vue du montage expérimental.

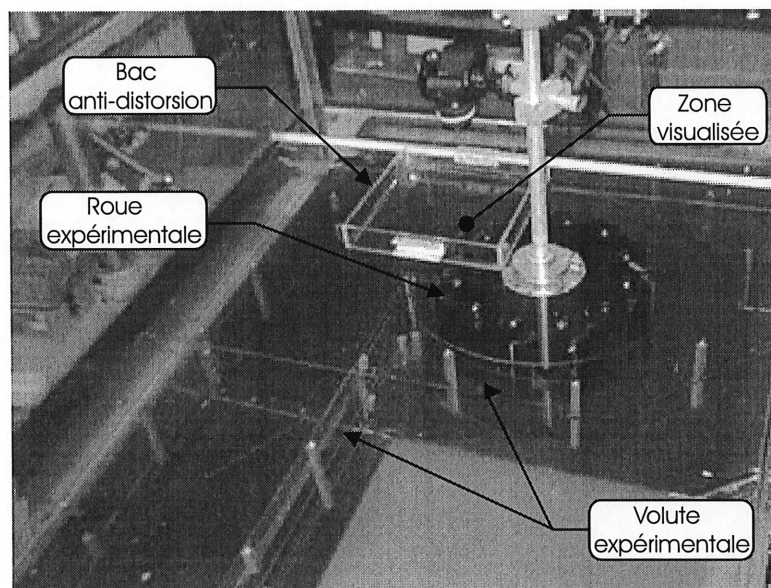


FIG. A.2: Vue des modèles expérimentaux de la roue et de la volute.

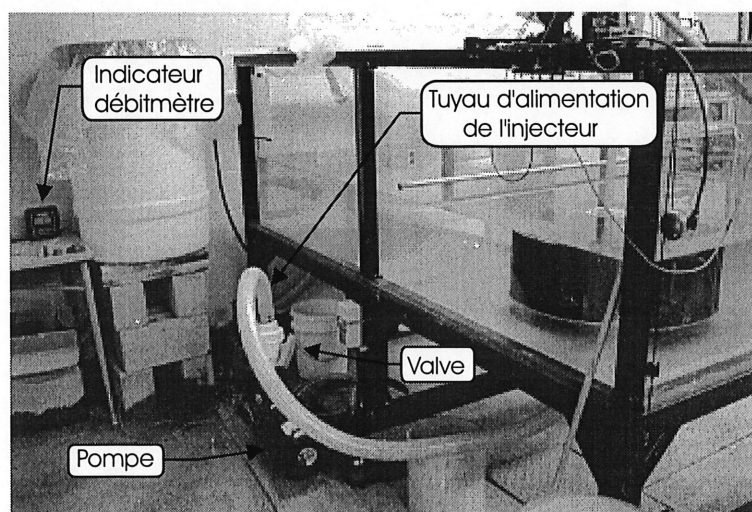


FIG. A.3: Vue du système d'alimentation en eau du montage expérimental.

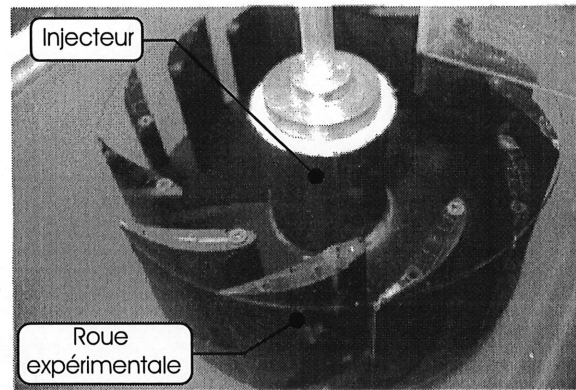


FIG. A.4: Vue de l'injecteur installé au centre de la roue expérimentale.

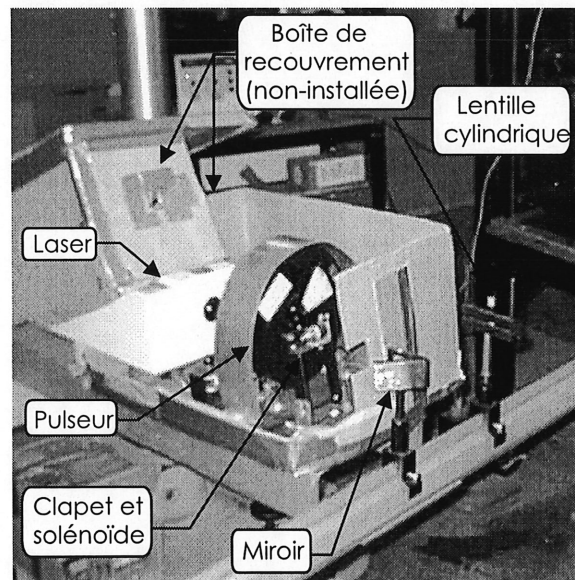
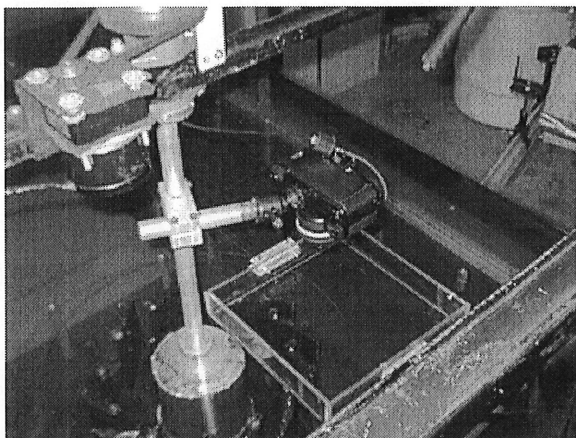
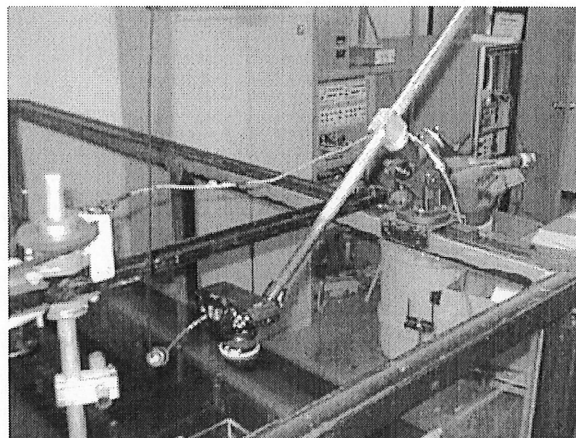


FIG. A.5: Vue de l'appareillage optique du système de *PIV*.



(a)



(b)

FIG. A.6: Vue de l'appareil photographique : (a) installation sur l'arbre d'entraînement de la roue expérimentale, photographie dans le repère en rotation; (b) installation sur le bassin, photographie dans le repère fixe du montage.

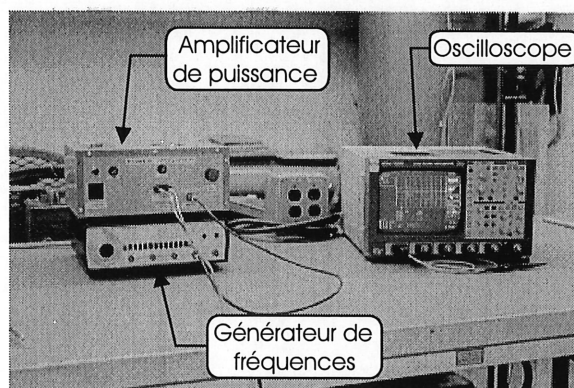


FIG. A.7: Vue de l'oscilloscope, du générateur de fréquences et de l'amplificateur de puissance.

Annexe B

Injecteur du montage expérimental

B.1 Structure

La figure B.1 présente un schéma de la structure de l'injecteur.

La pompe alimente l'injecteur à la base. Le connecteur, reliant la base de l'injecteur au tuyau flexible de la pompe, est un convergent passant du diamètre interne du tuyau (5.1 cm) au diamètre des trous centraux des disques (3.8 cm). Vingt disques, percés en leur centre, sont disposés le long de l'injecteur. Ces disques créent des conduits horizontaux forçant l'écoulement à pivoter pour sortir parallèle au plan bidimensionnel des modèles expérimentaux. Ces disques sont en aluminium, ont un diamètre externe de 7.6 cm, un diamètre interne de 3.8 cm et une épaisseur de 5 mm. L'espacement moyen entre chaque disque est approximativement de 6 mm. Le conduit ainsi formé entre deux disques a un rapport longueur/hauteur d'environ trois.

Les disques sont maintenus en place par trois tiges de support. Ces tiges ont été taillées dans une feuille d'acier inoxydable de 0.8 mm et ont une largeur de 10 mm. Les tiges sont minces afin de minimiser leur sillage. Les disques sont fixés aux tiges à l'aide d'entailles, usinées dans les disques, par lesquelles passent les tiges. Les entailles et les tiges ont été ajustées de façon à ce que les disques soient coincés sur les tiges.

Des grillages de distribution ont été rajoutés sur chaque disque. Ces grillages ont cinq mailles au pouce. L'obstruction créée par chacun de ces grillages favorise une distribution

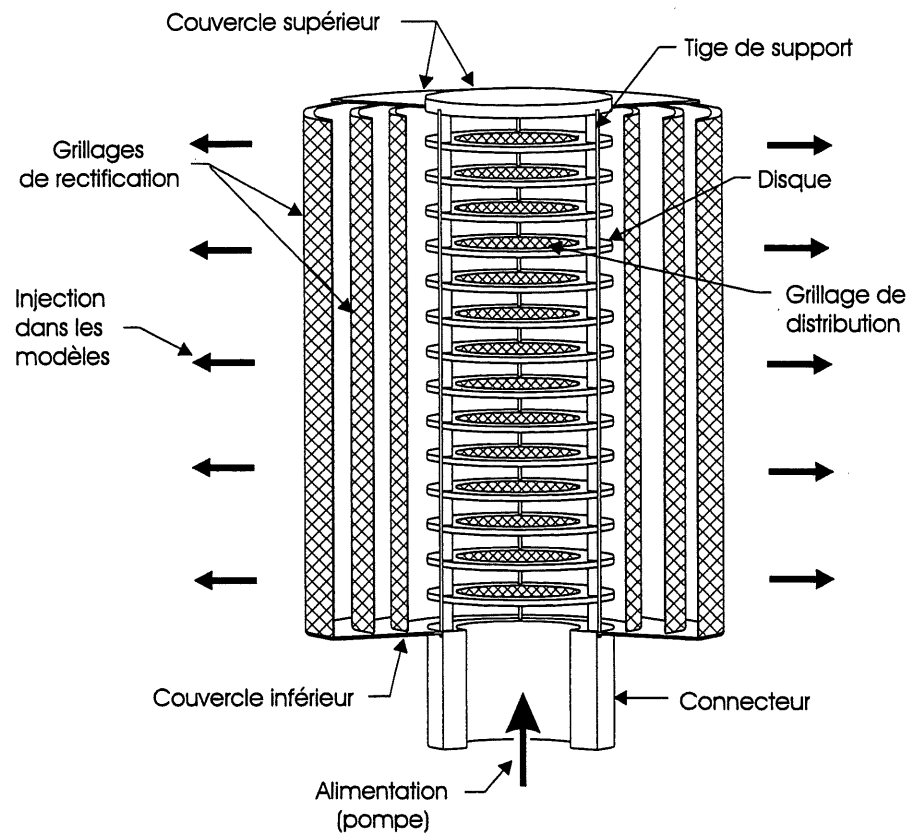


FIG. B.1: Structure de l'injecteur

uniforme du débit sur toute la longueur de l'injecteur. Également pour favoriser cette distribution uniforme, les disques supérieurs de l'injecteur sont plus rapprochés que les disques inférieurs. Cette obstruction supplémentaire dans le haut de l'injecteur force ainsi une partie de l'écoulement à sortir dans le bas de l'injecteur.

Six grilles de rectification, concentriques, entourent l'injecteur afin de diminuer la taille des turbulences de l'écoulement à la sortie. Ces grilles en acier inoxydable ont 32 mailles au pouce. Les grilles ont été roulés pour former des cylindres et les joints ont été *cousus* à l'aide de monofilament de nylon. Les grilles sont en moyenne espacés de 6 mm. Le grillage utilisé ne devait pas être trop fin afin de ne pas filtrer les traceurs et de minimiser les pertes de charge de l'injecteur.

Finalement, des couvercles sont installés à chaque extrémité de l'injecteur pour empêcher l'écoulement de sortir à ces extrémités.

B.2 Analyse du profil de vitesse à la sortie

Les profils de vitesse mesurés à la sortie de l'injecteur sont présentés à la section 3.5.2, figure 3.4. On croit que l'asymétrie de l'écoulement à la sortie de l'injecteur est causé par des effets de bouts de l'injecteur et par la très grande sensibilité de l'écoulement à la qualité de construction de l'injecteur.

D'abord, une partie non-négligeable du débit passe dans un jet situé dans le bas de l'injecteur, sur le premier 5 % de sa longueur. Un jet, plus petit, existe également dans le haut de l'injecteur. Ces jets apparaissent parce que tout le débit n'a pu être uniformément distribué sur la longueur de l'injecteur. Le débit *excédentaire*, bloqué par les couvercles, est alors évacué aux extrémités de l'injecteur. Ces jets n'apparaissent pas sur les profils axiaux de vitesse parce que les vitesses étaient trop élevées pour les paramètres fixés pour le système de *PIV*, donc elles n'ont pas été mesurées.

Également, on croit que l'asymétrie du profil de vitesse (tant angulaire qu'axiale) s'explique par un désalignement de certains disques (figure B.2). Le désalignement peut être axial ou angulaire.

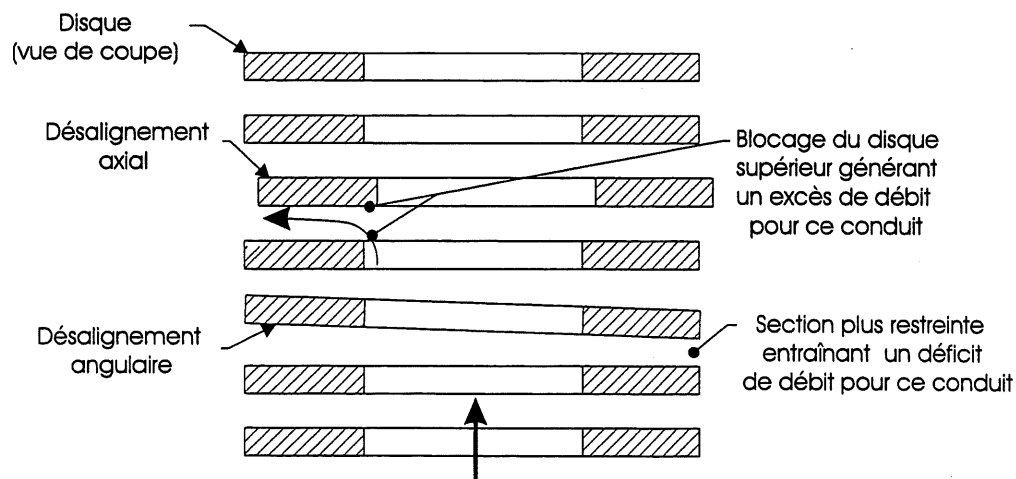


FIG. B.2: Désalignement des disques de l'injecteur (amplification du désalignement pour la figure).

Les fluctuations importantes du profil angulaire de vitesse, entre 70° et 130°, sont causées par les joints des grillages de rectification (fig. 3.4a). En plus de causer les fluctuations, les joints créent un déficit de débit dans ce secteur à cause de l'obstruction supplémen-

taire. On croit que le débit plus élevé dans le secteur entre 310° et 70° est dû à ce déficit de débit passant maintenant dans ce secteur.

Finalement, l'épaisseur des disques cause des fluctuations dans les profils axiaux de vitesse (fig. 3.4b, 3.4c et 3.4d). Les disques créent un sillage éliminé par les grillages de rectification. Toutefois, les grillages ne parviennent pas à parfaitement uniformiser l'écoulement à la suite des disques (figure B.3). Les profils axiaux de vitesse mesurés sont différents du profil de vitesse illustré par la figure B.3 car la taille des zones d'interrogation utilisées, pour mesurer le champ de vitesse, était du même ordre que la taille de ces fluctuations. Visuellement, on constatait bien la présence d'un profil de vitesse semblable à la figure B.3.

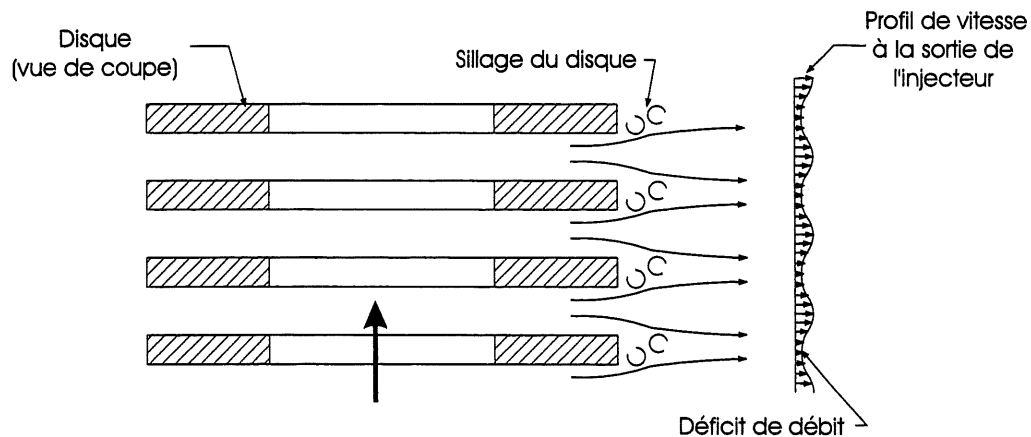


FIG. B.3: Effet de l'épaisseur des disques sur le profil de vitesse à la sortie de l'injecteur.

B.3 Recommandations

Les recommandations suivantes devraient permettre de créer un injecteur plus performant :

- 1) porter une attention particulière à la construction de l'injecteur afin d'éviter un désalignement de certains disques. Pour les trous centraux des disques, utiliser un diamètre supérieur au diamètre final du connecteur reliant la base de l'injecteur au tuyau flexible de la pompe d'alimentation ;
- 2) profiler les disques afin de diminuer l'effet de leur sillage ;

- 3) pour éliminer l'effet des bouts d'injecteur, concevoir le montage afin que les extrémités de l'injecteur se trouvent hors de la zone d'expérimentation (figure B.4). Dans ce cas, les plaques délimitant la zone d'expérimentation doivent être profilées afin d'éviter le développement d'une zone de turbulence (figure B.4 b).

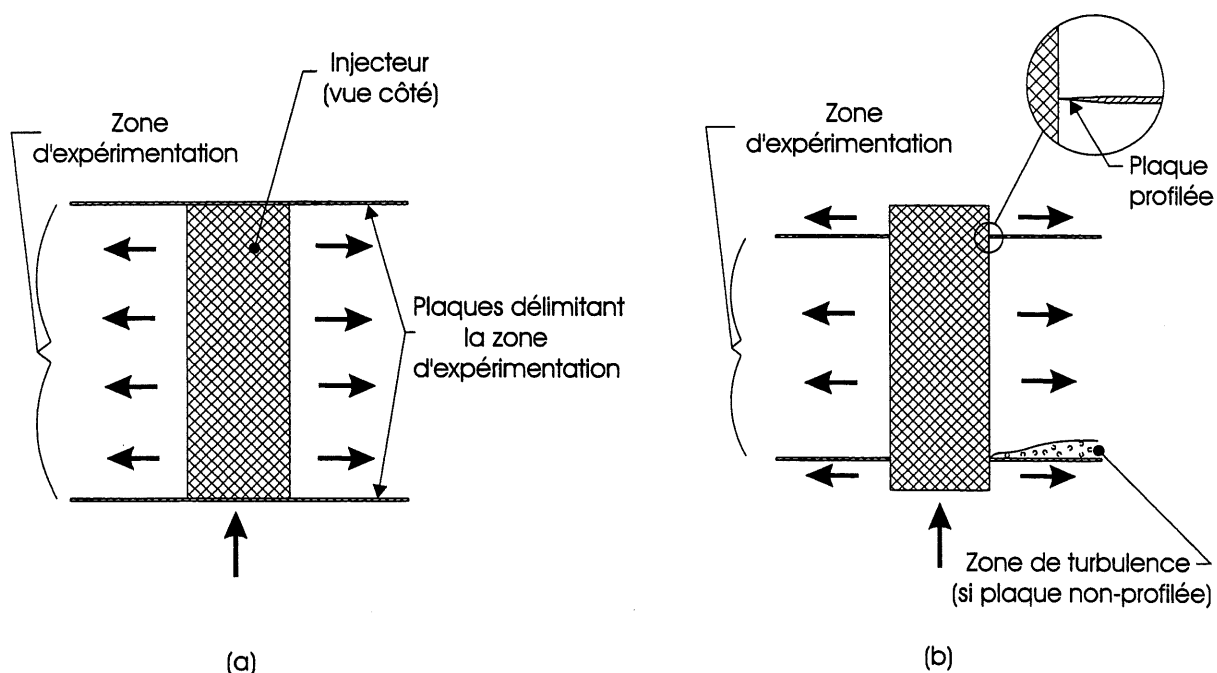


FIG. B.4: Délimitation de la zone d'expérimentation : (a) bouts de l'injecteur dans la zone; (b) bouts de l'injecteur hors de la zone.

Par contre, à ce point, on ne peut suggérer une solution pour éliminer les fluctuations dues aux joints des grillages de rectification. Il semble toutefois préférable que les joints des grillages ne soient pas tous orientés vers le même secteur (plus ou moins alignés).

Annexe C

Circuit de synchronisation

Le circuit de synchronisation a pour fonction de commander le moment et le temps d'ouverture du clapet de la roue pulseuse. Le schéma des événements du circuit de synchronisation apparaît à la figure C.1¹.

L'ouverture du clapet se produit lorsqu'une photo de *PIV* doit être prise. L'ouverture est temporaire, soit durant un tour de la roue pulseuse : cette ouverture permet le passage de deux pulsations du rayon laser créées par les fentes de la roue pulseuse. Ces pulsations laser sont transformées par la lentille cylindrique en deux tranches laser successives dans la zone visualisée, ce qui génère alors les deux images des traceurs sur la pellicule photographique.

L'ouverture du clapet s'effectue lorsque trois différents signaux sont perçus simultanément par le circuit :

- 1) Le premier signal, envoyé par l'utilisateur à l'aide d'un interrupteur, indique au circuit que l'obturateur de l'appareil photographique est ouvert.
- 2) Le second signal indique, à chaque rotation de la roue pulseuse, une période durant laquelle le clapet peut être ouvert pour laisser passer deux pulsations lumineuses. Cette période, correspondant au début d'un nouveau tour de la roue pulseuse, est encodée dans la roue pulseuse et lue par une photodiode. Cette période a été établie afin de s'assurer que la roue va bien générer deux

¹Schéma à titre indicatif puisque la période de rotation de la roue expérimentale est plus grande et le délai entre les deux pulsations laser est plus court que ce qui est illustré.

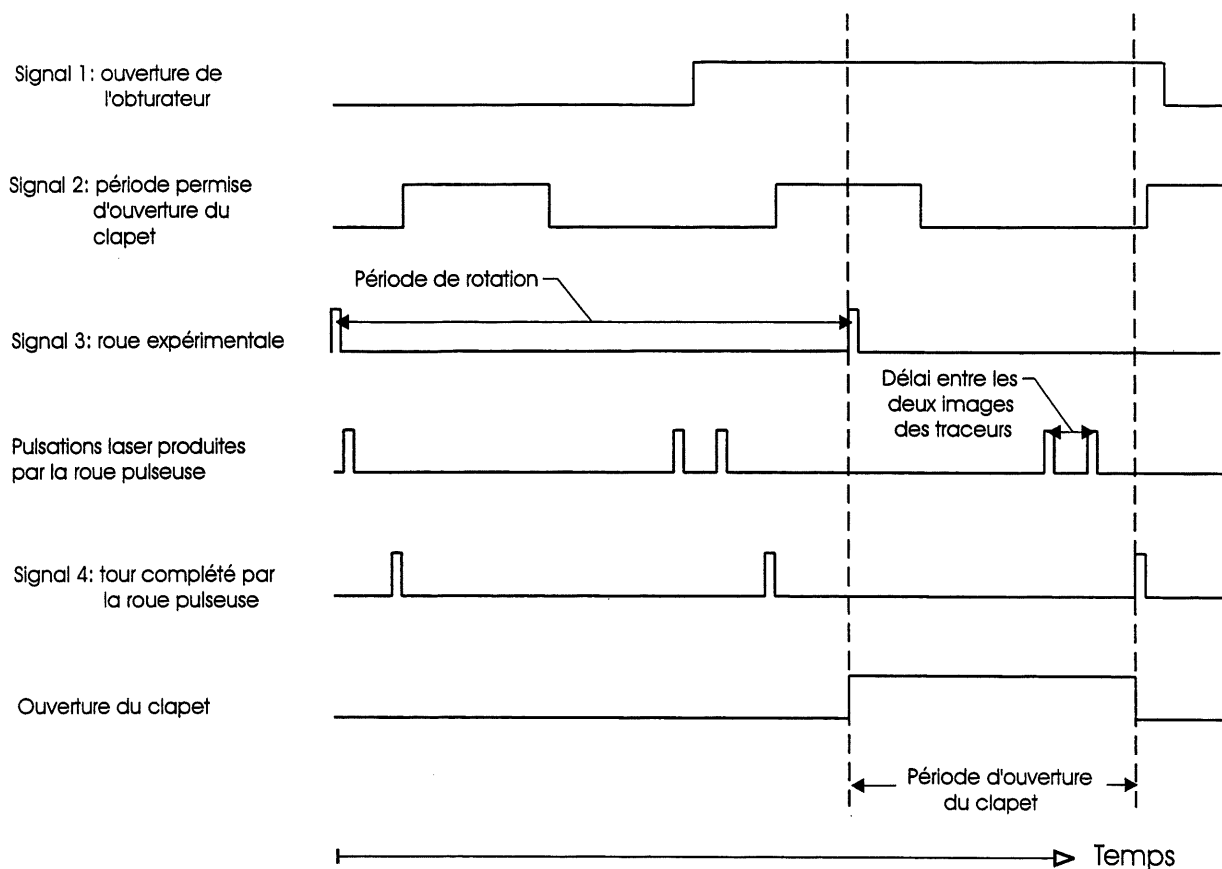


FIG. C.1: Schéma des événements du circuit de synchronisation

pulsations lumineuses pendant l'ouverture du clapet ; il faut éviter que le clapet s'ouvre après que la roue ait déjà débuté un nouveau tour et généré la première pulsation.

Cette période permet également d'éviter un délai trop important entre l'ouverture du clapet et la génération des deux pulsations. Ce délai est critique lors de la mesure du champ de vitesse dans la roue ; la pale d'intérêt, en rotation, se retrouve durant un bref instant seulement dans la région qui sera illuminée par les deux tranches laser. La période est ainsi ajustée de façon à ce que la pale soit toujours dans la région illuminée par les tranches laser lorsque ces dernières seront générées.

- 3) Le troisième signal est utilisé lorsque les mesures de vitesse se font dans la roue expérimentale. Un contacteur et une bague encodée, positionnés sur l'arbre d'entraînement de la roue expérimentale, sont utilisés à cet effet. Ce contacteur

envoie un signal au circuit lorsque la pale d'intérêt se retrouve dans la région qui sera illuminée par les deux tranches laser.

Ce signal, périodique, est également utilisé pour déterminer la vitesse de rotation de la roue expérimentale. Le contacteur est relié à un oscilloscope afin de mesurer la période entre deux signaux, donc la vitesse de rotation.

La fermeture du clapet est commandée lorsque le circuit reçoit un quatrième signal indiquant que la roue pulseuse complète un tour. Le clapet doit alors être refermé avant que la roue pulseuse n'effectue un autre tour et ne génère deux autres tranches laser. Le signal est produit par une photodiode détectant une coche dans la roue pulseuse.

Ce signal permet également de déterminer la vitesse de rotation de la roue pulseuse : la photodiode est reliée à un oscilloscope afin de mesurer la période entre deux signaux. De cette vitesse de rotation on peut alors calculer le délai entre les deux tranches laser, donc entre les deux images des traceurs. Comme la vitesse de rotation de la roue pulseuse fluctue quelque peu durant une expérience, cette vitesse est continuellement lue par l'oscilloscope afin de connaître exactement sa valeur au moment où une photographie est prise.

Annexe D

Programme de traitement des photographies de PIV

Le programme de traitement des photographies de *PIV* a été réalisé à l'intérieur du logiciel d'analyse numérique Matlab. Matlab a été choisi pour la facilité de programmation, les nombreuses fonctions pré-programmées disponibles (FFT bidimensionnel, etc) ainsi que la simplicité pour créer des interfaces graphiques (ou *GUI*) servant au post-traitement des données. Toutefois, l'inconvénient de Matlab est sa lenteur relative pour le traitement d'un grand nombre d'opérations.

Le programme d'analyse comprend deux parties. La première partie effectue le traitement de la photographie afin d'extraire les vecteurs vitesse : discrétisation en zones d'interrogation, autocorrélation de chaque zone d'interrogation pour mesurer le déplacement moyen des traceurs et calcul du vecteur vitesse correspondant. La seconde partie a pour fonction le post-traitement des données (visualisation du champ de vitesse, etc).

D.1 Analyse des photographies

D.1.1 Paramètres d'analyse

Les paramètres d'analyse d'une photographie sont fixés à partir d'une interface graphique. Ces paramètres, imposés par l'expérimentateur, sont (figure D.1) :

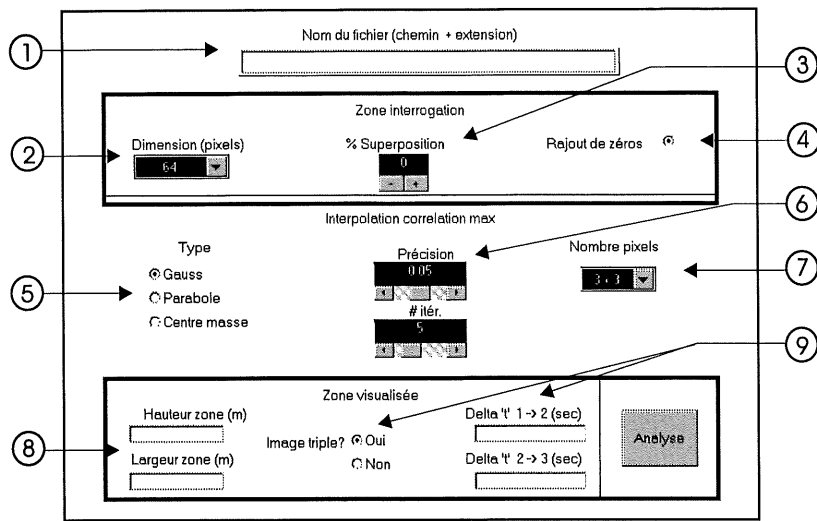


FIG. D.1: Interface graphique pour l'imposition des paramètres d'analyse d'une photographie de PIV

- 1) le nom du fichier contenant la photographie à analyser. Cette photographie doit être digitalisée sous le format "Bitmap", tons de gris 8 bits ;
- 2) la taille d'une zone d'interrogation (en pixels) ;
- 3) le taux de chevauchement (ou superposition) de deux zones d'interrogation adjacentes ;
- 4) utilisation de l'option *zero padding*. Cette option quadruple la taille de la matrice d'une zone d'interrogation en rajoutant des zéros. Cela a pour effet d'améliorer la résolution d'une autocorrélation, donc la précision pour mesurer le centre de corrélation [Lourenço 1996]. Toutefois, le temps de calcul d'une autocorrélation est multiplié par un facteur quatre ;
- 5) la technique pour interpoler la position du pic de corrélation (section D.1.3) ;
- 6) la précision minimale et le nombre maximal d'itérations lors de l'interpolation d'un pic de corrélation à l'aide d'une distribution gaussienne ;
- 7) la taille de la région avoisinante au pic de corrélation pour l'interpolation, au niveau sous-pixel, de la position d'un pic de corrélation ;
- 8) les dimensions réelles de la zone imagée sur la photographie (en m). Le programme peut alors calculer la taille d'un pixel de la photographie ;
- 9) le temps entre la première et la seconde image des traceurs. Il existe également une option pour les photographies à triple exposition permettant de solutionner

l'ambiguïté directionnelle (section D.1.4). Il faut alors indiquer le temps entre la seconde et la troisième image des traceurs.

D.1.2 Discrétisation et autocorrélation

Le programme discrétise la photographie en zones d'interrogation, en fonction de la taille et du taux de chevauchement de ces zones.

Pour chacune des zones d'interrogation, le programme procède à l'autocorrélation. Cette autocorrélation s'effectue par l'entremise de la Transformée de Fourier, plus précisément la Transformée de Fourier Rapide (ou FFT). En effet, on sait que la corrélation de deux fonctions dans le domaine réel (spatial, temporel, etc) revient à la multiplication des deux fonctions dans le domaine fréquentiel [Champoux 1997, Lourenço 1996] :

$$R_{ff}(m, n) = f(m, n) \star f(m, n) = \text{FFT}^{-1} [F^*(M, N) \cdot F(M, N)] \quad (\text{D.1})$$

Où $f(m, n)$ est la matrice à autocorréler, $F(M, N)$ et $F^*(M, N)$ sont respectivement la transformée de Fourier de cette matrice et son conjugué complexe, et $R_{ff}(m, n)$ est la matrice de corrélation obtenue. En mots, pour autocorréler la matrice $f(m, n)$, on calcule sa transformée de Fourier $F(M, N)$ que l'on multiplie par son conjugué complexe $F^*(M, N)$. Puis on effectue une transformée de Fourier inverse sur la matrice provenant de ce produit pour obtenir alors la matrice de corrélation $R_{ff}(m, n)$. L'intérêt majeur de cette technique pour effectuer une autocorrélation est sa très grande rapidité.

D.1.3 Interpolation de la position du pic de corrélation

Une fois la position du pic de corrélation identifiée dans la matrice de corrélation R_{ff} , on peut interpoler, au niveau sous-pixel, la position de ce pic de corrélation à partir de la région avoisinante à ce pic (figure D.2).

Au choix de l'expérimentateur, trois stratégies d'interpolation peuvent être utilisées. La première consiste à calculer le centre de masse de cette région :

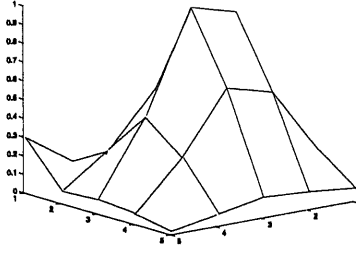


FIG. D.2: Pic de corrélation isolé pour l'interpolation du centre.

$$(x_o, y_o) = \frac{\sum_i \sum_j (x_i, y_j) \cdot E(x_i, y_j)}{\sum_i \sum_j E(x_i, y_j)} \quad (\text{D.2})$$

Où E est l'amplitude de l'élément (x_i, y_j) . La seconde méthode est de calculer le paraboloïde approximant le mieux la région à l'aide d'un lissage au sens des moindres carrés :

$$f(x, y) = A_1(x^2 + y^2) + A_2(x) + A_3(y) + A_4 \quad (\text{D.3})$$

Une fois les coefficients A_i déterminés, on obtient la position du pic de corrélation (x_o, y_o) par la dérivée de la fonction :

$$x_o \Rightarrow \frac{\partial f}{\partial x} = 0 \quad (\text{D.4})$$

$$y_o \Rightarrow \frac{\partial f}{\partial y} = 0 \quad (\text{D.5})$$

La troisième méthode, la plus précise des trois [Lourenco 1996, Udrea 1996], est de calculer les paramètres d'une distribution gaussienne approximant le mieux la région, à l'aide d'un lissage au sens des moindres carrés :

$$f(x, y) = A \exp \left[-\frac{(x - x_o)^2 + (y - y_o)^2}{2\sigma^2} \right] \quad (\text{D.6})$$

Où (x_o, y_o) est la position du centre de la gaussienne, σ est l'écart-type et A est

l'amplitude. Toutefois, on obtient un système non-linéaire à résoudre. Pour en trouver la solution, la méthode itérative de Newton-Raphson pour systèmes non-linéaires est utilisée. L'estimé de départ des paramètres de la gaussienne est basé sur un paraboloïde d'approximation. Le critère de convergence (niveau de précision) ainsi que le nombre maximal d'itérations sont imposés par l'expérimentateur. Si le système n'a pas convergé après le nombre maximal d'itérations, le programme utilise alors, pour cette zone d'interrogation, la méthode du centre de masse pour l'interpolation.

D.1.4 Photographie à triple exposition

Une stratégie a été développée afin de solutionner l'ambiguïté directionnelle dans le cas de l'autocorrélation. Elle consiste à utiliser des images à triple exposition, avec un délai de temps différent entre la première et la deuxième image, T_1 , et entre la deuxième et la troisième image, T_2 (figure D.3a).

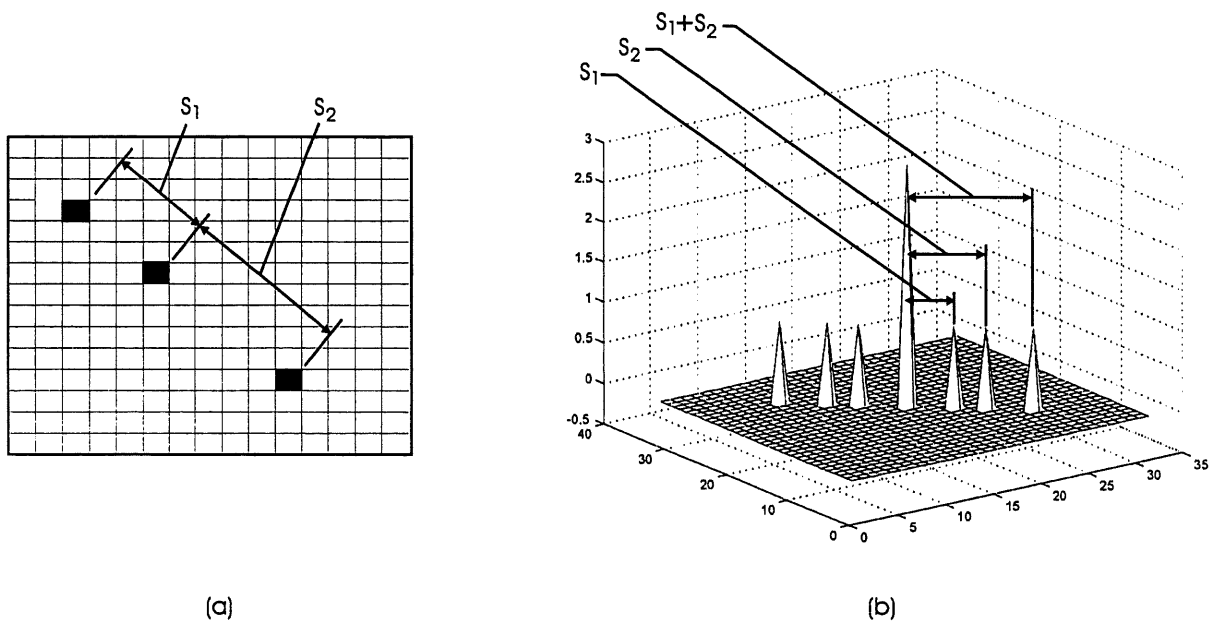


FIG. D.3: Photographie à triple exposition : (a) zone d'interrogation, expositions avec délais de temps de T_1 et T_2 ; (b) matrice solution de l'autocorrélation de la zone d'interrogation (avec *zero padding* de la matrice au préalable).

Dans la matrice solution de l'autocorrélation, trois pics de corrélation apparaissent alors (en plus des pics symétriques et du pic de corrélation propre), tel que montré par la

figure D.3b. Les distances entre ces pics et le pic de corrélation propre sont proportionnelles à T_1 et T_2 . L'intensité relative des trois pics est fonction de la qualité des images des traceurs pour chaque exposition. Ainsi, en recherchant le pic de corrélation maximum, on ne peut pas, à priori, savoir lequel des trois pics a été identifié. Afin de procéder à cette identification, l'algorithme suivant est appliqué :

- 1) de façon successive, on pose comme hypothèse que l'on a identifié le premier, le second, le troisième pic ;
- 2) pour chacune des hypothèses, on calcule la position théorique des deux autres pics de corrélation à partir de T_1 et de T_2 ;
- 3) on additionne les intensités des pics situés à ces positions théoriques. Si l'hypothèse posée est la bonne, les deux pics situés aux positions théoriques sont de forte intensité (on a effectivement identifié les deux autres pics). Le total obtenu est alors *élevé*. Si l'hypothèse posée est incorrecte, les deux pics situés aux positions théoriques sont de faible intensité (de l'ordre du niveau de "bruit" de la matrice de corrélation). Le total obtenu est alors *faible* ;
- 4) l'hypothèse correcte est donc celle donnant le total le plus élevé.

Une fois que le déplacement moyen des traceurs entre la première et la deuxième exposition est connue (et entre la deuxième et la troisième du fait même), on recherche la direction de la trajectoire des traceurs en utilisant les images des traceurs de la zone d'interrogation. L'algorithme suivant est appliqué :

- 1) on identifie une image quelconque de traceur, vers le centre de la zone d'interrogation. On ne peut à ce point savoir laquelle des trois images du traceur a été sélectionnée ;
- 2) de façon successive, on pose les hypothèses que l'on a sélectionné la première, deuxième, troisième image du traceur, et que la trajectoire du traceur suivait une des deux directions. On a ainsi six hypothèses au total à vérifier ;
- 3) pour chacune des hypothèses, on calcule la position théorique des deux autres images du traceur, à partir des valeurs de T_1 , de T_2 et du déplacement du traceur ;

- 4) on additionne les intensités des pixels situés à ces positions théoriques. Si l'hypothèse posée est la bonne, les deux pixels situés aux positions théoriques sont de forte intensité (on a effectivement identifié les deux autres images du traceur). Le total obtenu est alors *élevé*. Si l'hypothèse posée est incorrecte, les deux pixels situés aux positions théoriques sont de faible intensité (de l'ordre du niveau de "bruit" de la photographie). Le total obtenu est alors *faible*;
- 5) l'hypothèse correcte est donc celle donnant le total le plus élevé. On a alors identifié la direction de la trajectoire du traceur.

Cet algorithme n'a toutefois pas été utilisé dans le cadre du présent projet puisque la direction de l'écoulement était toujours connue au préalable. Cette approche comporte également l'inconvénient de diminuer la plage dynamique de vitesse solutionnable par le système de *PIV*. En effet, en pratique, on a noté la nécessité d'un écart assez important entre les trois images d'un traceur afin que les algorithmes décrits plus tôt identifient correctement le pic de corrélation et les images d'un traceur : la vitesse minimale solutionnable est donc plus élevée.

D.2 Post-traitement des données

Pour le post-traitement des données, une interface graphique indique les options suivantes :

- 1) affichage du champ de vitesse ;
- 2) calcul et tracé de lignes de courant à partir du champ de vitesse ;
- 3) rectification des vecteurs vitesse incorrects ;
- 4) sauvegarde du champ de vitesse solutionné pour référence ultérieure / récupération d'un champ de vitesse solutionné précédemment.

D.2.1 Calcul de la position du champ de vitesse par rapport aux modèles

Pour le post-traitement des données, il devient nécessaire de positionner avec précision le champ de vitesse solutionné par rapport aux modèles expérimentaux (translation, rotation). Cette position doit être connue pour :

- 1) calculer les coordonnées d'un point du champ de vitesse solutionné par rapport à un des repères locaux des modèles expérimentaux (par exemple, par rapport à la corde d'une pale $\frac{x}{C}$). Les sections 3.5.3 et 3.5.4 présentent les différents repères locaux utilisés ;
- 2) calculer l'angle d'un vecteur vitesse. La section 3.5.3 présente la convention utilisée pour définir cet angle ;
- 3) tracer à l'écran, en plus du champ de vitesse, la roue expérimentale ou la paroi de la volute.

Pour ce faire, des points de repère sont imagés sur chaque photographie prise. Les positions de ces points de repère, par rapport aux modèles de la roue ou de la volute, sont connues au préalable. Pour la roue, les deux points sont produits par la réflexion de la tranche laser au bord de fuite de deux pales successives (fig. D.4a). Pour la volute, ces points sont produits par la réflexion de la tranche laser sur des tiges d'acier inoxydable de 1.5 mm de diamètre disposées le long de la face externe de la paroi de la volute (fig. D.4b). Les coordonnées de ces points de repère sur la photographie digitalisée sont mesurées lors du pré-traitement de la photographie. Ainsi, en connaissant les coordonnées de ces deux points dans les deux repères, on peut calculer la position relative du champ de vitesse solutionné (translation, rotation) aux modèles expérimentaux.

Pour les mesures autour de l'injecteur, on a deux cas. Pour la mesure du profil angulaire de vitesse, soit dans le plan des modèles, on utilise la réflexion de la tranche laser sur le grillage externe de l'injecteur (fig. D.4c). À l'aide de l'éditeur d'image, on mesure les coordonnées de quelques points situés sur l'arc de cercle imagé. Avec ces quelques points et en connaissant le diamètre externe de l'injecteur, on peut calculer la position du centre de l'arc de cercle, donc le centre de l'injecteur. Plusieurs coordonnées sont utilisées afin de

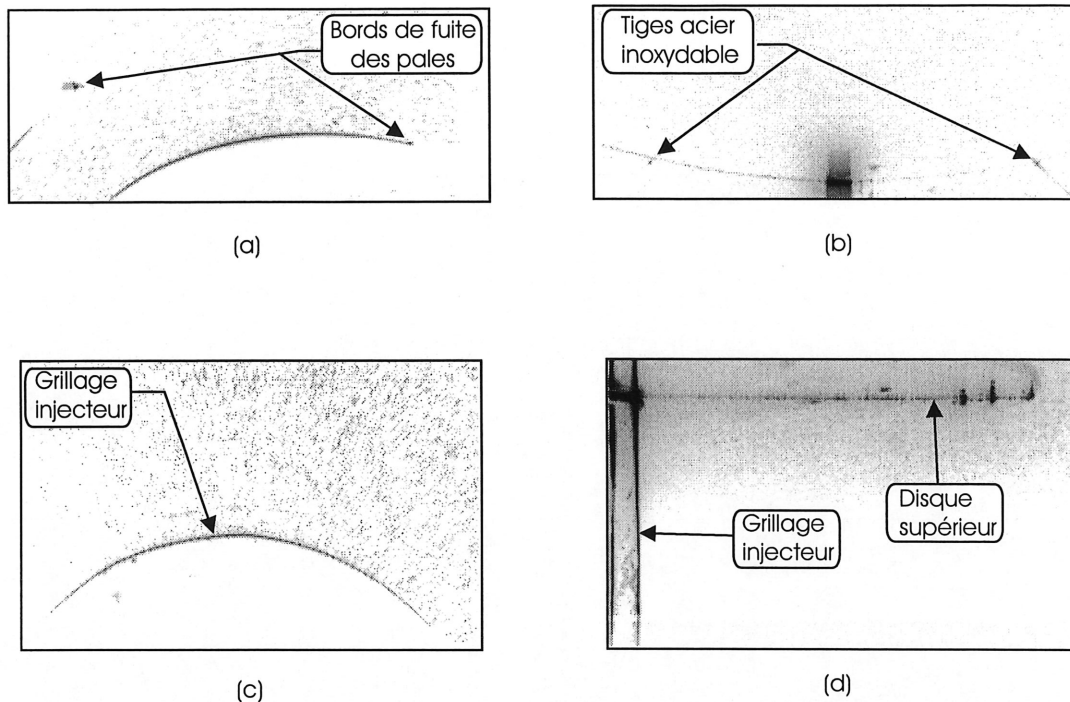


FIG. D.4: Points de repère sur les photographies de *PIV* : (a) roue expérimentale ; (b) volute expérimentale ; (c) injecteur, profil angulaire de vitesse ; (d) injecteur, profil axial de vitesse.

moyenner les coordonnées obtenues pour le centre de l'injecteur.

Le second cas est la mesure du profil axial de vitesse de l'injecteur, soit sur l'épaisseur des modèles. Pour les deux points de repère, on utilise l'intersection des réflexions de la tranche laser sur l'injecteur et sur le disque supérieur de la roue expérimentale ainsi que l'extrémité du disque supérieur (fig. D.4d).

D.2.2 Affichage des résultats et mesure des profils de vitesse d'intérêt

L'interface graphique utilisée apparaît à la figure D.5. Le programme trace le champ de vitesse solutionné ainsi que le modèle expérimental avoisinant (pales de la roue, paroi de la volute,...). L'affichage du modèle avoisinant est facultatif et nécessite de donner au programme la géométrie de ce modèle en plus de la position relative du champ de vitesse solutionné par rapport au modèle.

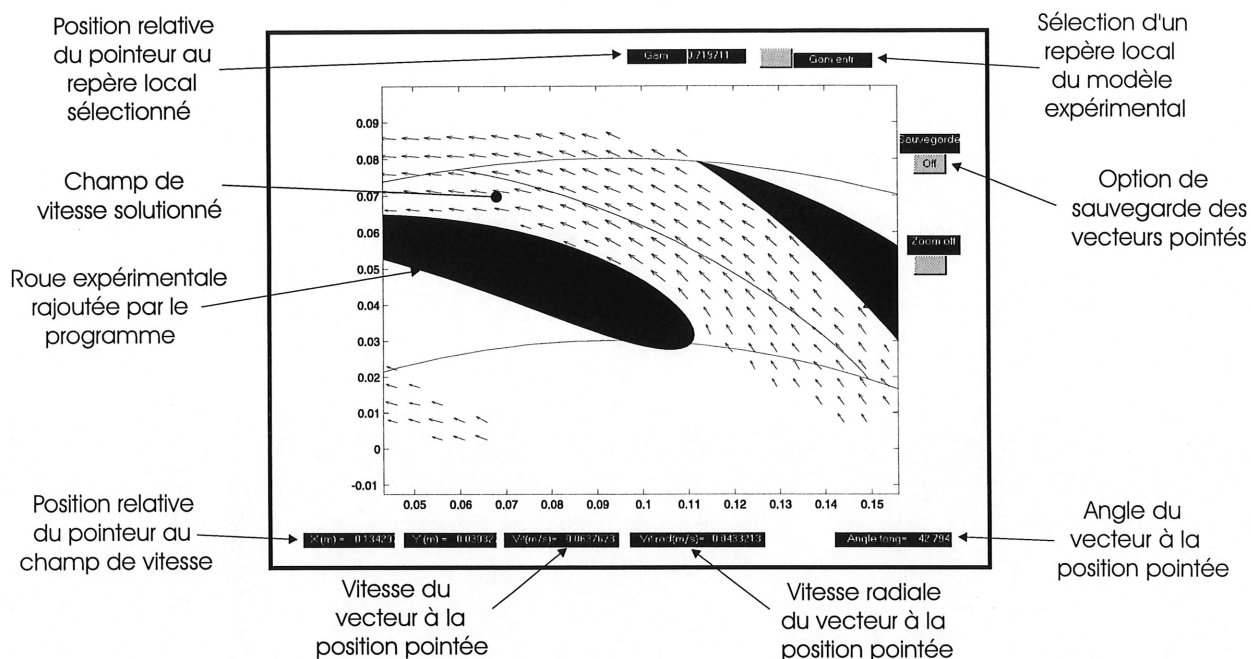


FIG. D.5: Interface graphique pour la visualisation du champ de vitesse solutionné.

En déplaçant le curseur, le programme indique à l'écran les coordonnées du point indiqué, selon le repère local du champ de vitesse, ainsi que le vecteur vitesse interpolé à ce point. L'interpolation est linéaire entre les vecteurs vitesse. Également, le programme indique les coordonnées du point indiqué selon un des repères locaux des modèles expérimentaux, au choix de l'expérimentateur.

Pour mesurer les différents profils de vitesse d'intérêt (côté suction de la pale, etc), la fenêtre dispose d'une option de sauvegarde, dans un fichier, des coordonnées des points indiqués à l'écran à l'aide du pointeur, avec les vecteurs vitesse interpolés en ces points. Ainsi, l'expérimentateur active cette option et n'a qu'à indiquer à l'aide du pointeur des points du champ "appartenant" au profil de vitesse d'intérêt, en se référant sur les coordonnées locales indiquées par le programme.

D.2.3 Calcul et traçage de lignes de courant

L'interface graphique est présentée par la figure D.6. L'expérimentateur indique à l'aide du pointeur une coordonnée. Le programme calcule alors la ligne de courant passant

par cette coordonnée et la trace. La technique d'intégration utilisée, au choix, est l'algorithme de Runge-Kutta 22 ou 33 à longueur de pas fixe. L'expérimentateur impose également le pas d'intégration, en terme de fraction de la taille d'une zone d'interrogation, ainsi que le nombre maximal de pas d'intégration.

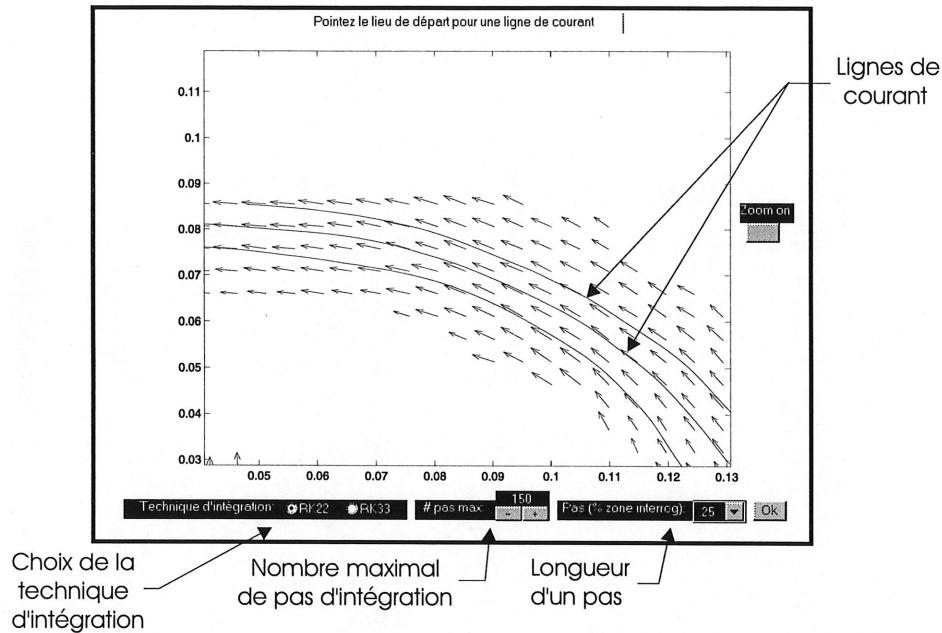


FIG. D.6: Interface graphique pour le calcul et le traçage de lignes de courant.

D.2.4 Rectification des vecteurs vitesse incorrects

La fonction de rectification de vecteurs vitesse n'est pas totalement automatisée : l'expérimentateur doit indiquer, à l'aide du pointeur, les vecteurs vitesse incorrects. Par la suite, cinq modes de correction sont offerts :

- 1) Mode automatique : à partir des vecteurs vitesse environnants au vecteur à corriger, le programme calcule un vecteur moyen (estimé). Le programme recherche dans la matrice de corrélation de la zone d'interrogation à corriger un pic de corrélation se rapprochant de ce vecteur vitesse estimé. De ce pic, le programme calcule le nouveau vecteur vitesse ;
- 2) Mode semi-automatique : l'expérimentateur indique à l'aide du pointeur un vecteur vitesse voisin comme estimé au vecteur à corriger. Le programme re-

cherche dans la matrice de corrélation de la zone d'interrogation à corriger un pic de corrélation se rapprochant du vecteur vitesse estimé. De ce pic, le programme calcule le nouveau vecteur vitesse ;

- 3) Mode manuel : le programme affiche à l'écran la zone d'interrogation du vecteur à corriger. L'expérimentateur indique à l'aide du pointeur deux images d'un même traceur. Le programme interpole au niveau sous-pixel le centre de ces deux images (mêmes algorithmes que la section D.1.3) et obtient le vecteur vitesse en calculant la distance entre ces deux centres ;
- 4) Mode inversion : le programme inverse la direction du vecteur vitesse ;
- 5) Mode élimination : le programme élimine le vecteur vitesse en le remplaçant par un vecteur nul.

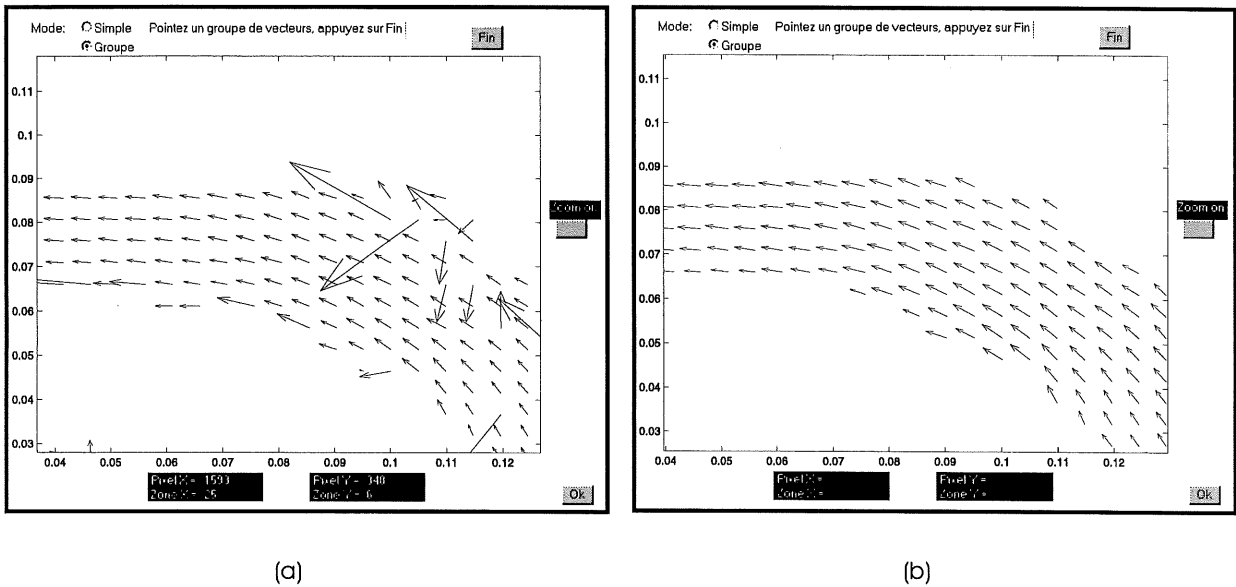


FIG. D.7: Correction de vecteurs vitesse : (a) avant correction ; (b) après correction.

D.2.5 Validation du programme de traitement

Afin de vérifier le programme de traitement de photographies de *PIV*, un code a été conçu afin de *simuler* une photographie de *PIV*. Ce code génère donc au hasard des images de traceurs sur une région à partir du champ de vitesse imposé sur cette région et du délai de temps entre les deux images des traceurs.

Pour la validation, le champ de vitesse utilisé est celui produit par cylindre en rotation dans un écoulement uniforme. Le champ de vitesse potentiel pour ce cas est connu analytiquement et a été programmé [Gerhart et *al.* 1992].

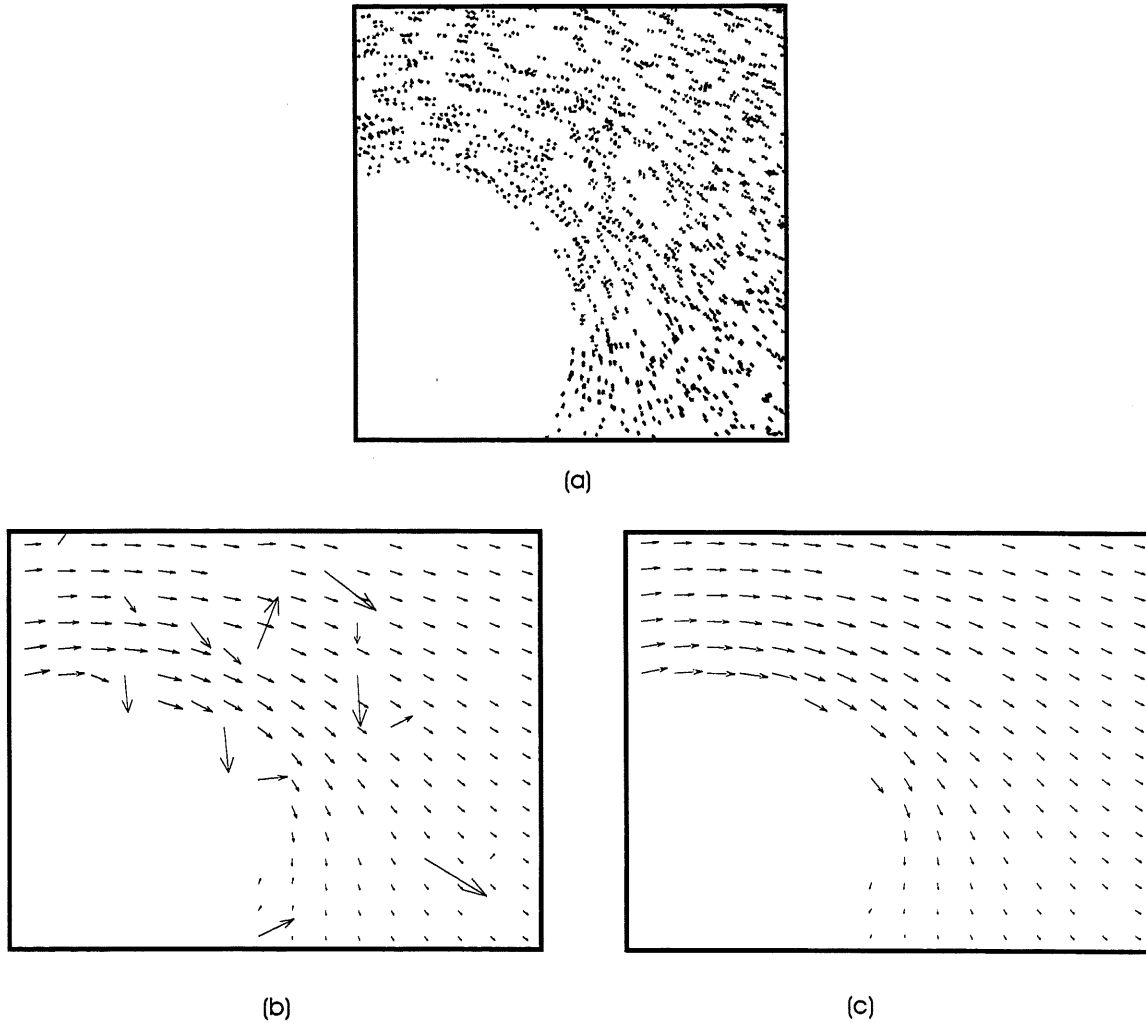


FIG. D.8: Validation du programme de traitement des photographies de *PIV* : (a) champ de traceurs généré; (b) champ de vitesse solutionné par le programme; (c) champ de vitesse après correction.

La figure D.8a montre une partie de la “photographie” simulée par le code. On a imposé la génération d’un nombre suffisant de traceurs afin d’obtenir en moyenne cinq paires d’images de traceurs par zone d’interrogation. Le champ de vitesse solutionné par le programme d’analyse est illustré par la figure D.8b. La figure D.8c montre le champ de vitesse après correction des vecteurs incorrects. Le tableau D.1 compare les écarts entre les vecteurs vitesse solutionnés et la solution exacte, avant et après la correction.

Écart	Pourcentage des vecteurs	
	Avant correction	Après correction
erreur < 1%	47%	50%
1% < erreur < 3%	28%	32%
3% < erreur < 5%	8%	9%
5% < erreur < 10%	2%	3%
erreur > 10%	9%	1%
Non-solutionné	5%	5%

TAB. D.1: Comparaison des écarts entre les vecteurs vitesse solutionnés et la solution exacte.

Le tableau montre que plus de 80% des vecteurs vitesse solutionnés ont une erreur de moins de 3%. Les vecteurs vitesse avec plus de 10% d'erreur ont été en majorité corrigés. Les vecteurs non-solutionnés appartiennent à des zones d'interrogation n'ayant pas de paires d'images de traceurs.

De ces résultats, on peut conclure que le programme de traitement de photographies de *PIV* et que la fonction de correction des vecteurs vitesse ont été validés.

Annexe E

Estimation des bornes d'erreurs des mesures expérimentales

Dans cette annexe, on estime les bornes d'erreur de trois types de mesures :

- 1) la norme du vecteur vitesse solutionné;
- 2) l'angle du vecteur vitesse solutionné;
- 3) la position du vecteur vitesse relative à l'un des repères locaux des modèles.

E.1 Erreur sur la norme d'un vecteur

L'équation E.1 permet de calculer le vecteur vitesse d'une zone d'interrogation :

$$\vec{U} = \frac{\vec{X}}{\Delta t} = \frac{\left(\frac{\Delta L}{N_{\text{pix}}}\right) \vec{P}}{\omega \Delta \theta} \quad (\text{E.1})$$

\vec{P} est le déplacement moyen en pixels des traceurs dans une zone d'interrogation, obtenu à partir de l'autocorrélation de la zone et de l'interpolation du centre du pic de corrélation. ω est l'inverse de la vitesse de rotation de la roue pulseuse, en $\frac{\text{sec}}{\text{deg}}$. $\Delta \theta$ est l'angle centre-à-centre, en degrés, entre les deux fentes de la roue pulseuse. Finalement, $\frac{\Delta L}{N_{\text{pix}}}$ est le rapport donnant la taille d'un pixel par rapport à la région visualisée. Comme expliqué à la section 3.3.5, pour obtenir cette taille, on photographie une règle millimétrique immergée

à la hauteur de la tranche laser. Cette photographie est digitalisée. À l'aide d'un éditeur d'images, on calcule le nombre de pixels, N_{pix} , entre deux marques de la règle. La distance entre ces deux marques, ΔL , est connue. En faisant le rapport, on obtient la taille d'un pixel.

L'erreur totale sur la norme du vecteur vitesse \vec{U} , dérivant de l'erreur individuelle sur chacun des paramètres de l'équation E.1, est obtenue par [Benedict 1984] :

$$S_r = \sum_{i=1}^J \left(\frac{\partial r}{\partial P_i} S_{\bar{P}_i} \right) \quad (\text{E.2})$$

Où S_r est l'erreur sur la fonction r , P_i est un paramètre de la fonction r et $S_{\bar{P}_i}$ est l'erreur sur la valeur moyenne du paramètre P_i . En appliquant l'équation E.2 à l'équation E.1 et en relativisant l'erreur par rapport à la norme du vecteur vitesse, on obtient :

$$\left| \frac{S_{\vec{U}}}{\vec{U}} \right| = \left[\left(\frac{S_{\Delta L}}{\Delta L} \right)^2 + \left(\frac{S_{N_{\text{pix}}}}{N_{\text{pix}}} \right)^2 + \left(\frac{S_{|\vec{P}|}}{|\vec{P}|} \right)^2 + \left(\frac{S_{\omega}}{\omega} \right)^2 + \left(\frac{S_{\Delta \theta}}{\Delta \theta} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{E.3})$$

Le tableau E.1 présente les valeurs typiques des différents paramètres ainsi que les estimations pour les erreurs :

Paramètre	Valeur typique	Erreur
ΔL	0.1 m	± 0.001 m
N_{pix}	1300 pixels	± 2 pixels
$ \vec{P} $	10 pixels	± 0.04 pixel
ω	1 $\frac{\text{msec}}{\text{deg}}$	$\pm 0.02 \frac{\text{msec}}{\text{deg}}$
$\Delta \theta$	16°	$\pm 0.2^\circ$

TAB. E.1: Valeurs typiques et erreurs des paramètres pour le calcul d'un vecteur vitesse.

À noter que l'erreur estimée pour $|\vec{P}|$ est tirée de l'article de Udrea et *al.* (1996). Dans cet article, les auteurs estiment les erreurs générées par les différentes techniques d'interpolation du centre d'un pic de corrélation. La borne d'erreur utilisée ici est celle pour le calcul par centre de masse, pour une image de traceur ayant un diamètre approximatif de trois

pixels. L'erreur sur la vitesse de rotation de la roue pulseuse est basée sur les fluctuations maximales de la vitesse de rotation de la roue pulseuse indiquées par l'oscilloscope.

En appliquant ces valeurs à l'équation E.3, on obtient une marge d'erreur de $\pm 2.6\%$ sur la norme du vecteur vitesse.

E.2 Erreur sur l'angle d'un vecteur vitesse

La définition de l'angle d'un vecteur vitesse est présentée à la section 3.5.3. Le calcul de cet angle est précédé par le calcul de la position de l'origine du repère global, soit le centre de la roue expérimentale.

Comme expliqué à l'annexe D.2.1, le calcul de la position de la zone visualisée par rapport aux modèles expérimentaux se fait à partir de deux points de repères imagés sur la photographie. La figure E.1 et les équations E.4 à E.8 permettent de calculer la position de l'origine du repère global (x_o, y_o) dans la cas où les mesures de vitesse sont effectuées dans la roue expérimentale. (x_1, y_1) et (x_2, y_2) sont les coordonnées des deux points de repère, selon le repère local du champ de vitesse solutionné, telles que données par l'expérimentateur. N_{pales} et R_{ext} sont respectivement le nombre de pales et le rayon externe de la roue expérimentale.

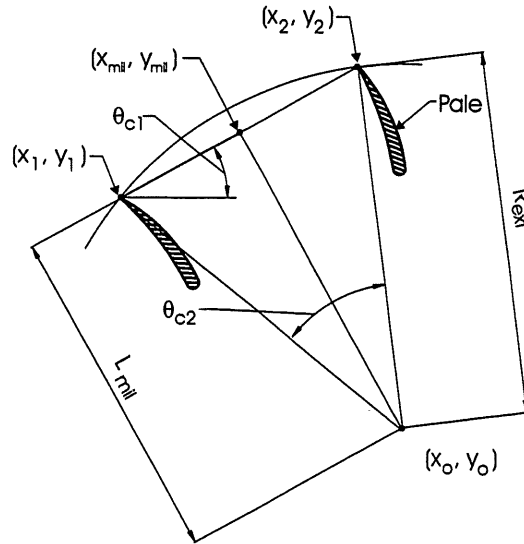


FIG. E.1: Calcul des coordonnées du centre du modèle expérimental, cas de la roue expérimentale.

$$(x_o, y_o) = (x_{mil} + L_{mil} \cos \theta_{c1}, y_{mil} - L_{mil} \sin \theta_{c1}) \quad (\text{E.4})$$

Avec :

$$(x_{mil}, y_{mil}) = \left(\frac{(x_1 + x_2)}{2}, \frac{(y_1 + y_2)}{2} \right) \quad (\text{E.5})$$

$$L_{mil} = R_{ext} \cos \left(\frac{\theta_{c2}}{2} \right) \quad (\text{E.6})$$

$$\theta_{c1} = \arctan \left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \right) \quad (\text{E.7})$$

$$\theta_{c2} = \frac{2\pi}{N_{pales}} \quad (\text{E.8})$$

Pour appliquer ces équations, on suppose toutefois que, sur la photographie, l'origine du repère global se situe toujours "à la droite" des deux points de repère, comme illustré par la figure E.1. Les équations E.9 à E.12 permettent de calculer l'angle θ du vecteur vitesse (u_i, v_i) , situé à (x_i, y_i) selon le repère local du champ de vitesse solutionné.

$$\theta = 90^\circ - \arccos \left(\frac{c^2 - b^2 - a^2}{-2ab} \right) \quad (\text{E.9})$$

Avec :

$$c^2 = (x_i - x_o - u_i)^2 + (y_i - y_o - v_i)^2 \quad (\text{E.10})$$

$$b^2 = (x_i - x_o)^2 + (y_i - y_o)^2 \quad (\text{E.11})$$

$$a^2 = (u_i)^2 + (v_i)^2 \quad (\text{E.12})$$

On s'imagine facilement ici que l'application de l'équation E.2 pour évaluer les bornes d'erreur de l'angle θ est laborieux, surtout que l'on ne recherche qu'une estimation. Donc, une autre approche est utilisée pour estimer les bornes d'erreur. Comme le calcul de l'angle ne fait uniquement appel qu'à des relations géométriques, on utilise le logiciel de dessin technique Autodesk Autocad pour évaluer les bornes d'erreur.

On dessine d'abord la roue expérimentale. On positionne dans cette roue un vecteur vitesse solutionné. Par la suite, on modifie la position de la roue expérimentale (translation, rotation), donc la position de l'origine du repère global, par rapport au vecteur vitesse selon les bornes d'erreur des différents paramètres servant au calcul de la position de cette origine et de l'angle d'un vecteur vitesse. Pour chacun des cas, on peut mesurer l'angle du vecteur vitesse. On trouve alors la combinaison de ces bornes d'erreur individuelles causant un écart d'angle maximal par rapport à l'angle nominal.

Les paramètres sont la position des points de repère et le vecteur vitesse solutionné. L'erreur sur le premier paramètre a deux origines. Il y a d'abord la position exacte du centre du point de repère sur la photographie digitalisée. Comme le point de repère a un diamètre parfois assez important, on estime cette erreur à ± 3 pixels. La seconde source d'erreur provient de l'assemblage de la roue expérimentale. On rappelle ici que les deux points de repère sont générés par la réflexion de la tranche laser sur les bords de fuite des pales. Les équations utilisées pour calculer la position de l'origine du repère global, plus particulièrement l'équation E.8, supposent une roue expérimentale dont les pales sont parfaitement positionnées à intervalle de 30 degrés. On évalue ici que les bords de fuite des pales sont positionnés à moins d'un millimètre près de la position théorique. Un millimètre équivaut à environ dix pixels sur une photographie digitalisée. Donc, on estime l'erreur générée comme étant ± 10 pixels.

Finalement, on a obtenu précédemment des bornes d'erreur sur la norme du vecteur vitesse solutionné. Or, l'interpolation du centre du pic de corrélation pour trouver le déplacement $|\vec{P}|$ des traceurs peut générer aussi une erreur dans la direction du vecteur, donc son angle. L'erreur estimée $S_{|\vec{P}|}$ est de 0.04 pixels. Comme illustré par la figure E.2, on obtient le pire cas de modification de la direction du vecteur vitesse en supposant que cette erreur de positionnement soit faite de façon perpendiculaire à la direction du vecteur vitesse

solutionné.

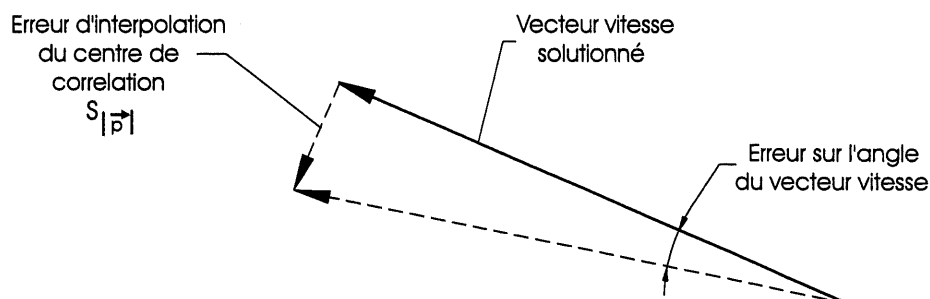


FIG. E.2: Erreur sur l'angle d'un vecteur vitesse : effet de l'interpolation du centre du pic de corrélation.

Ainsi, en variant ces paramètres dans leurs bornes d'erreur respectives, on obtient un écart d'angle maximal de 1° de l'angle nominal. On suppose donc que la marge d'erreur sur l'angle d'un vecteur vitesse est de $\pm 1^\circ$.

Dans le cas où l'angle d'un vecteur vitesse est mesuré dans la volute seule, les points de repères utilisés pour trouver le centre du montage expérimental sont différents (voir annexe D.2.1). Toutefois, la démarche utilisée pour trouver l'origine du repère global et calculer l'angle d'un vecteur est similaire au cas où les mesures sont dans la roue expérimentale. Donc, on suppose que les bornes d'erreur sont semblables.

E.3 Erreur sur la position relative d'un vecteur

Les sections 3.5.3 et 3.5.4 présentent les différents repères locaux des modèles expérimentaux. Les profils de vitesse présentés dans ce mémoire sont tracés selon ces repères locaux.

Comme pour le calcul de l'angle d'un vecteur vitesse, le calcul de la position relative d'un vecteur vitesse fait appel à de simples relations géométriques. Le programme ne nécessite que de connaître la position relative du champ de vitesse solutionné par rapport aux modèles expérimentaux, via les deux points de repère de la photographie. Ainsi, les sources d'erreur sont les mêmes dans les deux cas.

Donc, l'estimation des bornes d'erreur de la position est réalisée de la même façon que

Sujet	Repère	Bornes d'erreur
Roue expérimentale	$\frac{r}{R_{int}} , \frac{r}{R_{ext}}$	$\pm 1\%$
	$\Gamma_{entrée} , \Gamma_{sortie}$	$\pm 1.5\%$
	$\frac{x}{c}$	$\pm 1\%$
Volute expérimentale	θ_{ang}	$\pm 1^\circ$
et injecteur	Position radiale	$\pm 1\%$

TAB. E.2: Bornes d'erreur de positionnement d'un vecteur vitesse par rapport aux repères locaux des modèles expérimentaux.

pour les bornes d'erreur de l'angle d'un vecteur vitesse. Le tableau E.2 présente les différents repères locaux utilisés dans ce mémoire ainsi que les bornes d'erreur qui y sont associées.

Annexe F

Éléments potentiels primaires

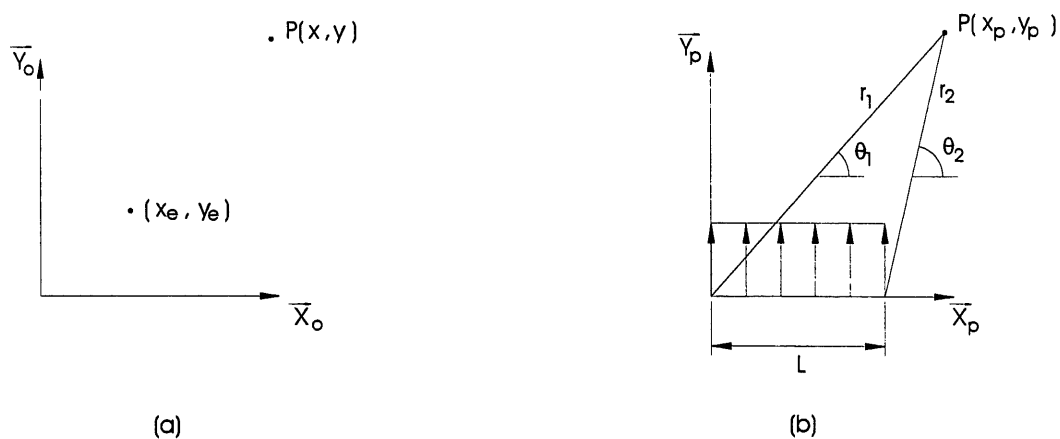


FIG. F.1: Repères et définitions des variables des éléments potentiels primaires : (a) élément situé à (x_e, y_e) , repère global ; (b) élément à distribution constante, repère local (d'après Katz & Plotkin 1991).

Élément	$ \vec{u} $	$ \vec{v} $	$ \vec{u}_{ce} $	$ \vec{v}_{ce} $
Source	$\frac{\sigma}{2\pi} \frac{x - x_e}{(x - x_e)^2 + (y - y_e)^2}$	$\frac{\sigma}{2\pi} \frac{y - y_e}{(x - x_e)^2 + (y - y_e)^2}$	∞	∞
Vortex constants	$\frac{\Gamma}{2\pi} (\theta_2 - \theta_1)$	$-\frac{\Gamma}{4\pi} \ln \left(\frac{r_1^2}{r_2^2} \right)$	0	0.5Γ
Doublets constants	$\frac{\gamma}{2\pi} y_p \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right)$	$-\frac{\gamma}{2\pi} \left(\frac{x_p}{r_1^2} - \frac{(x_p - L)}{r_2^2} \right)$	0	$\frac{-2\gamma}{\pi L}$

TAB. F.1: Normes des vecteurs vitesse induits par les éléments potentiels primaires au point P, formulation de Hess & Smith [Katz & Plotkin 1991].

Notes :

- $\Rightarrow \sigma, \Gamma$ et γ sont les intensités des éléments potentiels primaires ;
- $\Rightarrow |\vec{u}_{ce}|$ et $|\vec{v}_{ce}|$ sont les normes des vecteurs vitesse induits par les éléments potentiels primaires sur eux-mêmes. Pour les éléments ponctuels : à (x_e, y_e) . Pour les panneaux à intensité constante : au centre du panneau, soit à $\frac{L}{2}$;
- \Rightarrow Dans les cas des panneaux de vortex et de doublets constants, les vecteurs vitesse obtenus sont définis dans le repère local du panneau (\vec{X}_p, \vec{Y}_p) . Pour redéfinir ces vecteurs vitesse dans le repère global, (\vec{X}_o, \vec{Y}_o) , il faut appliquer les transformées suivantes :

$$\begin{aligned}
|\vec{u}| &= |\vec{u}_p| \cos(\alpha) - |\vec{v}_p| \sin(\alpha) \\
|\vec{v}| &= |\vec{v}_p| \cos(\alpha) + |\vec{u}_p| \sin(\alpha)
\end{aligned}$$

Où α est l'angle entre le repère local du panneau et le repère global.

Annexe G

Modèles de couche limite

Le modèle de couche limite est tiré de White (1991).

G.1 Couche limite laminaire (Thwaites)

Le calcul de l'évolution de la couche limite laminaire le long d'une paroi nécessite de solutionner les équations suivantes, pour chaque pas d'intégration.

Soit $|\vec{U}_e|$ la vitesse absolue en chaque point du domaine et ν la viscosité cinématique du milieu. Pour chaque pas d'intégration de la couche limite, le calcul de l'épaisseur de momentum θ se fait par :

$$\theta^2(x) = \frac{0.45 \nu}{U_e^5(x)} \int_0^x U_e^5(x) dx \quad (\text{G.1})$$

De θ , on déduit le coefficient de friction C_f , l'épaisseur de déplacement δ^* et le paramètre λ par les relations suivantes :

$$S = \frac{1}{2} Re_\theta C_f \quad (\text{G.2})$$

$$H = \frac{\delta^*}{\theta} \quad (\text{G.3})$$

$$\lambda(x) = \frac{\theta^2(x)}{\nu} \frac{dU_e}{dx} \quad (\text{G.4})$$

Où Re_θ est le nombre de Reynolds basé sur l'épaisseur de momentum :

$$Re_\theta = \frac{U_e \theta}{\nu} \quad (\text{G.5})$$

Quant au facteur de forme H et au paramètre S , ils sont obtenus par :

1. Pour $0 < \lambda < 0.1$:

$$S(\lambda) = 0.22 + 1.57 \lambda - 1.8 \lambda^2 \quad (\text{G.6})$$

$$H(\lambda) = 2.61 - 3.75 \lambda + 5.24 \lambda^2 \quad (\text{G.7})$$

2. Pour $-0.1 < \lambda < 0$:

$$S(\lambda) = 0.22 + 1.402 \lambda + \frac{0.018 \lambda}{\lambda + 0.107} \quad (\text{G.8})$$

$$H(\lambda) = 2.088 + \frac{0.0731}{\lambda + 0.14} \quad (\text{G.9})$$

Au point de départ d'intégration de la couche limite, soit le point de stagnation, les paramètres sont :

$$\lambda = 0.075$$

$$S = 0.3276$$

$$H = 2.358$$

On a décollement et arrêt du calcul de l'évolution de la couche limite si on obtient pour un pas d'intégration :

$$\lambda = -0.09$$

G.2 Point de transition (Michel)

À chaque pas d'intégration de la couche limite laminaire, il y a vérification d'une possible transition laminaire-turbulente de la couche limite. Le critère de transition utilisé est celui de Michel. On a transition de la couche limite lorsque la relation suivante est vérifiée :

$$Re_\theta > 1.174 \left(1 + \frac{22400}{Re_x} \right) Re_x^{0.46} \quad (G.10)$$

Où Re_x est le nombre de Reynolds basé sur la distance totale intégrée L depuis le point de stagnation :

$$Re_x = \frac{U_e L}{\nu} \quad (G.11)$$

G.3 Couche limite turbulente (Head, simplifié par Cebeci & Bradshaw)

S'il y a transition, le code passe au modèle de couche limite turbulente pour poursuivre l'intégration des paramètres de la couche limite. L'évaluation des paramètres requiert la résolution à chaque pas du système d'équations suivant :

$$\frac{d\theta}{dx} + \frac{\theta}{U_e} (2 + H) \frac{dU_e}{dx} = \frac{C_f}{2} \quad (G.12)$$

$$\frac{1}{U_e} \frac{d}{dx} (U_e \theta H_1) = 0.0306 (H_1 - 3.0)^{-0.6169} \quad (G.13)$$

$$\begin{aligned} H_1 = & 3.3 + 0.8234 (H - 1.1)^{-1.287} & \text{pour } H \leq 1.6 \\ & 3.3 + 1.5501 (H - 0.6778)^{-3.064} & \text{pour } H > 1.6 \end{aligned} \quad (G.14)$$

$$C_f = \frac{0.3 \exp^{-1.33 H}}{(\lg_{10}(Re_\theta))^{1.74 + 0.31 H}} \quad (\text{G.15})$$

Les deux premières équations différentielles ordinaires, de la forme $\frac{dy}{dx} = f(x, y)$ sont solutionnées par l'algorithme de Runge-Kutta d'ordre 4.

Au point de transition, les paramètres de départ de la couche limite turbulente sont :

$$\theta_{\text{départ turb.}} = \theta_{\text{fin lamin.}}$$

$$H = 1.3$$

Finalement, on a décollement et arrêt du calcul de l'évolution de la couche limite si on obtient pour un pas d'intégration :

$$H = 1.8$$

Annexe H

Profils de vitesse : volute seule

Les définitions des profils de vitesse ont été présentées à la section 3.5.4.

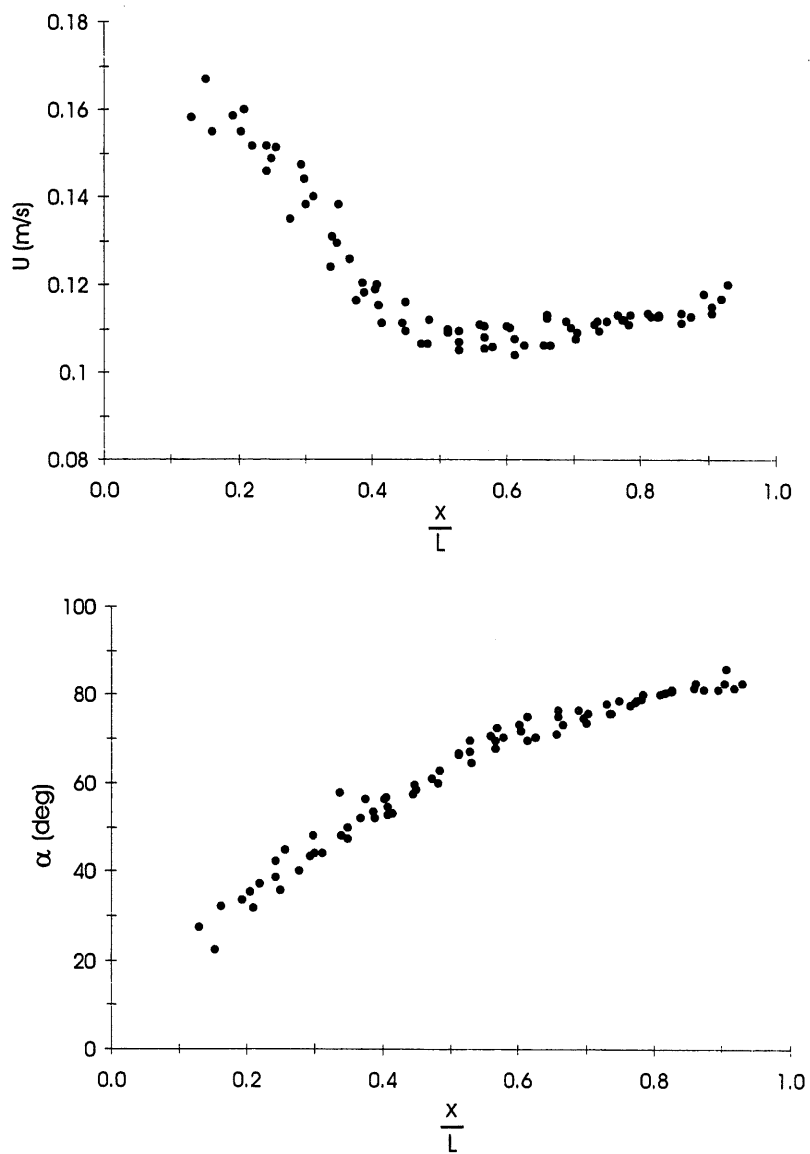
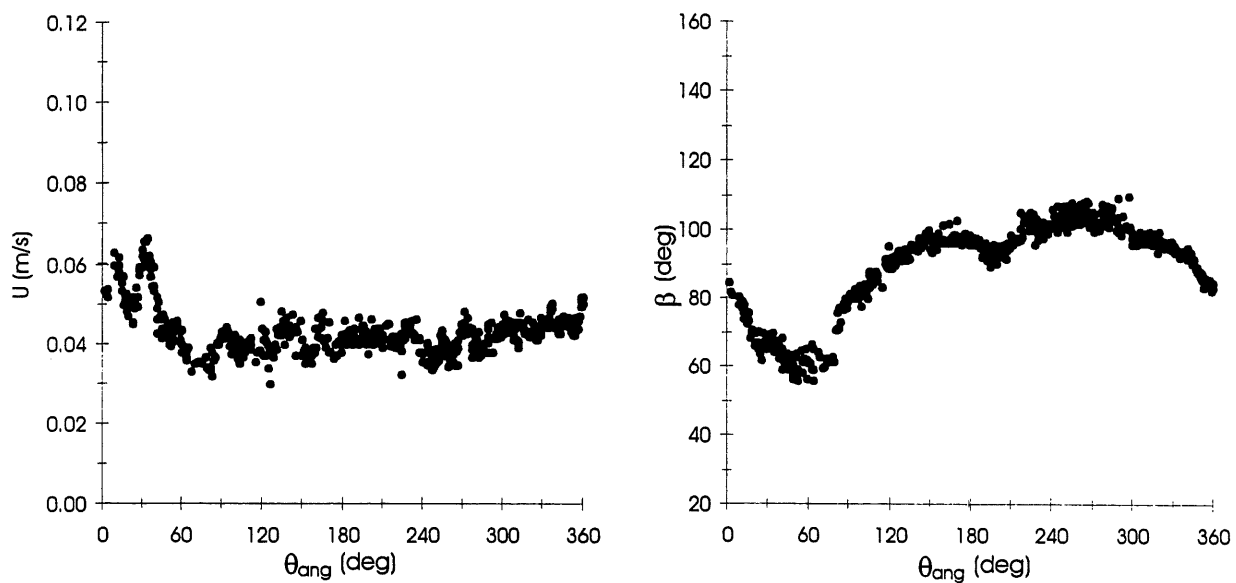
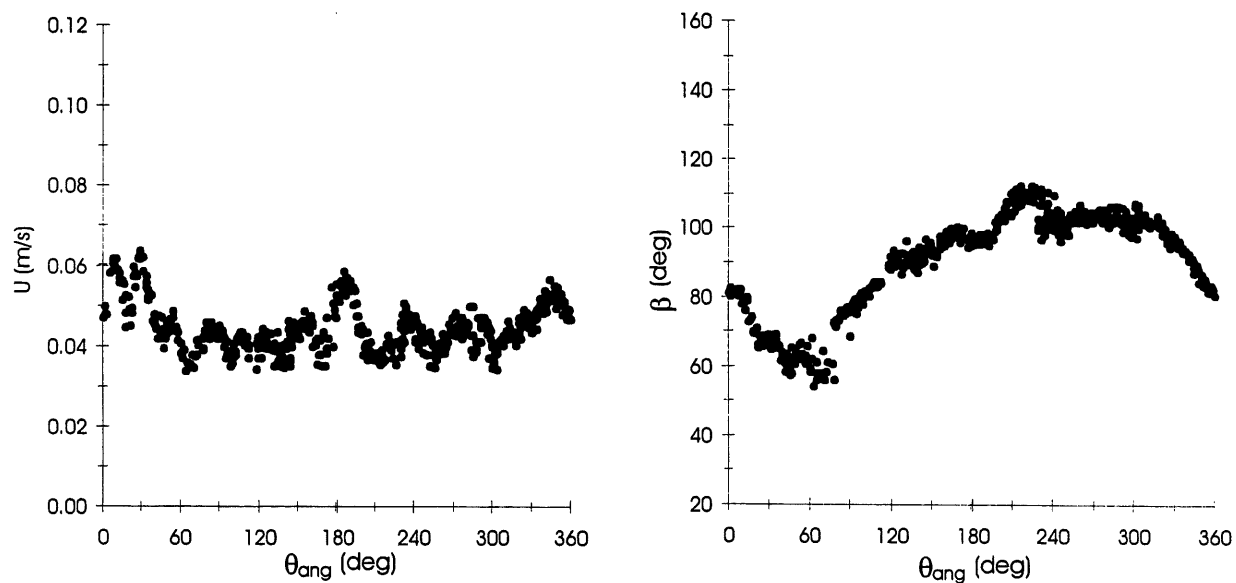


FIG. H.1: Profil de vitesse volute seule sur S_1 , $Q \approx 0.0063 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$.

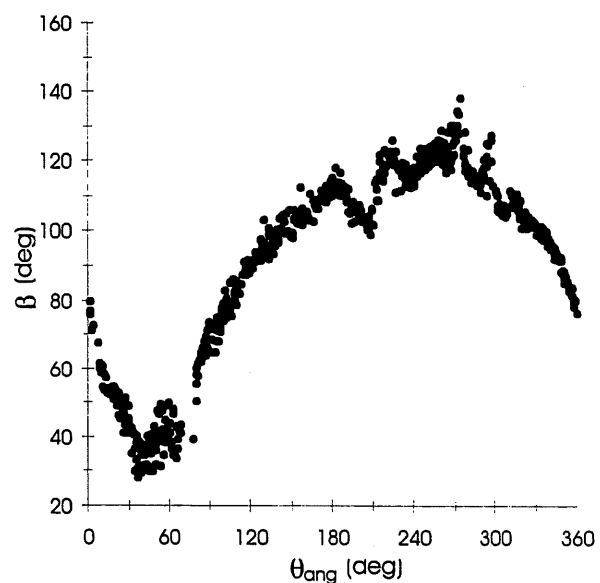
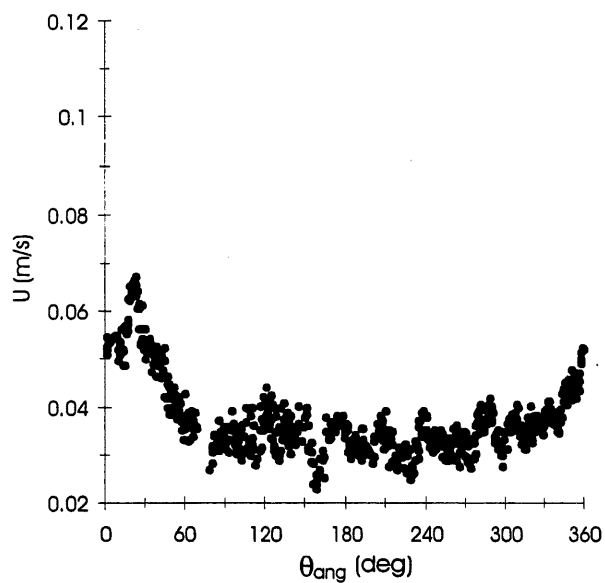


(a)

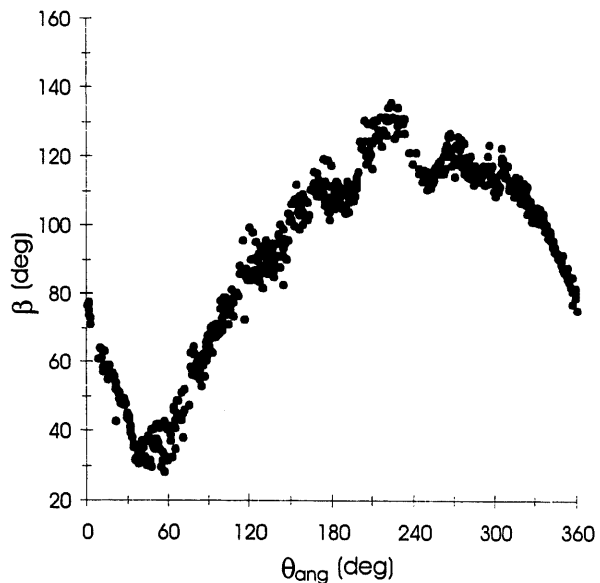
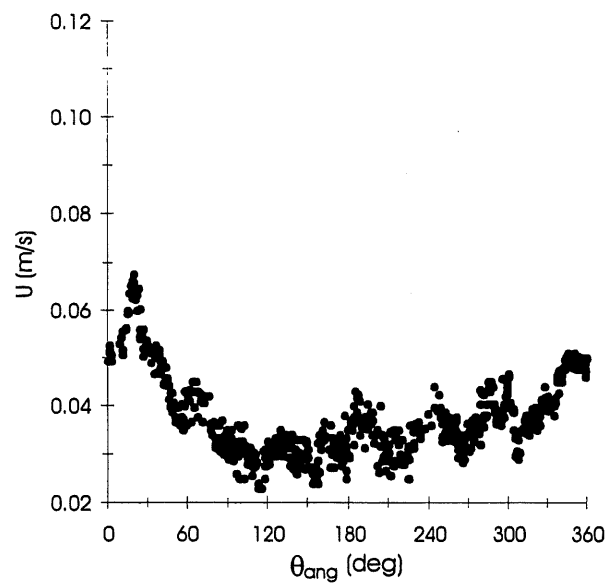


(b)

FIG. H.2: Profil de vitesse volute seule sur R_1 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures ; (b) seconde série de mesures.

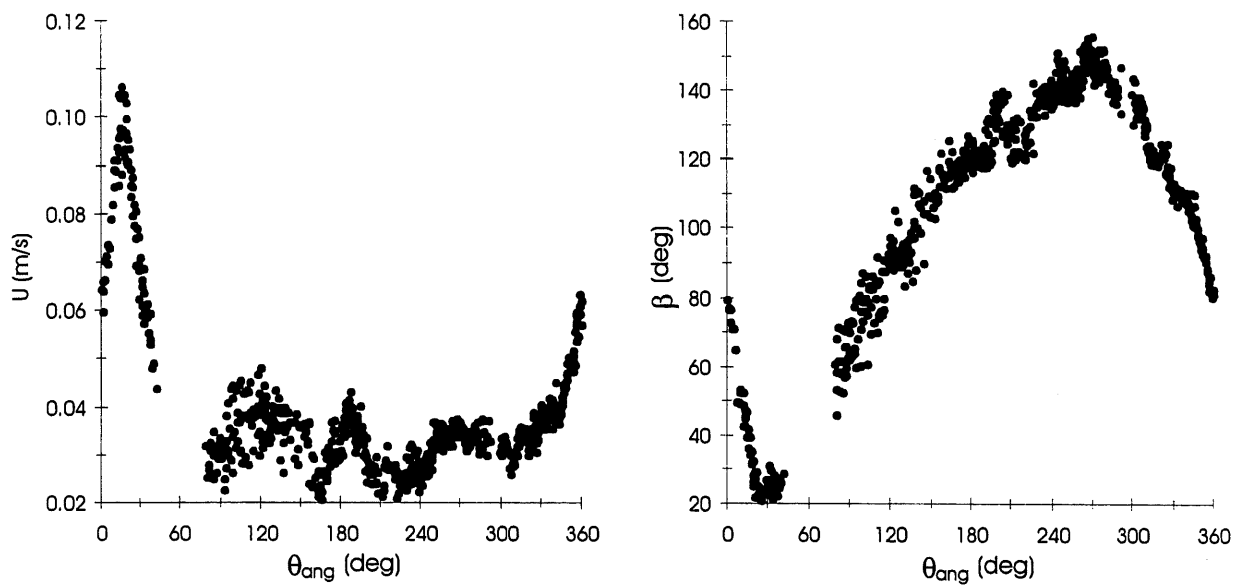


(a)

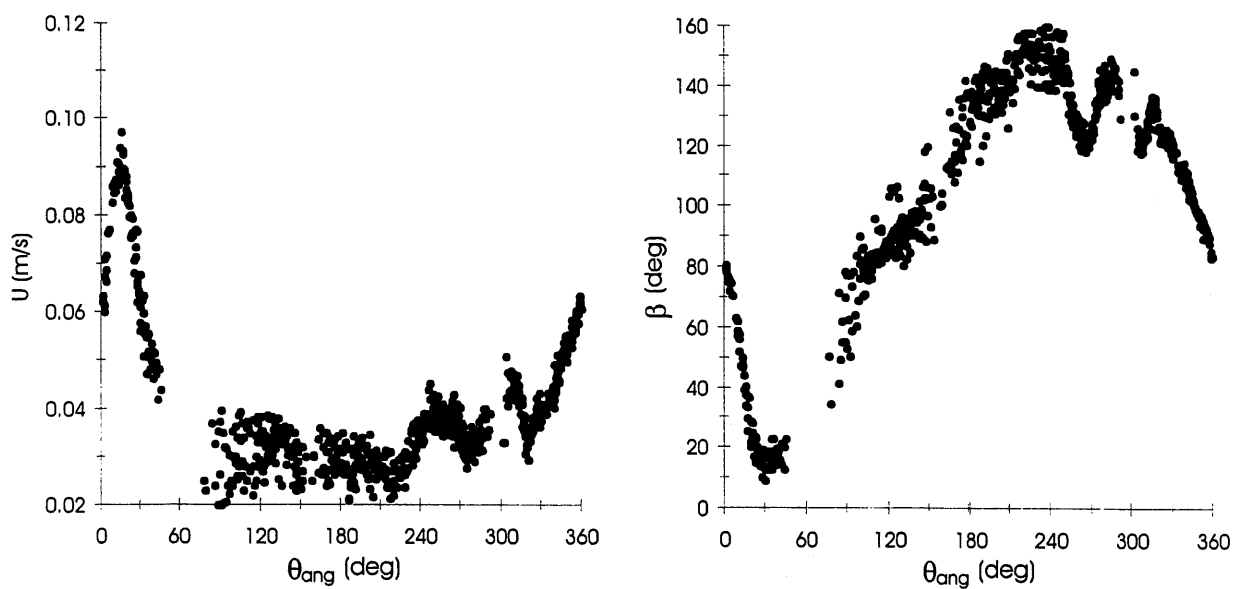


(b)

FIG. H.3: Profil de vitesse volute seule sur R_2 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures ; (b) seconde série de mesures.

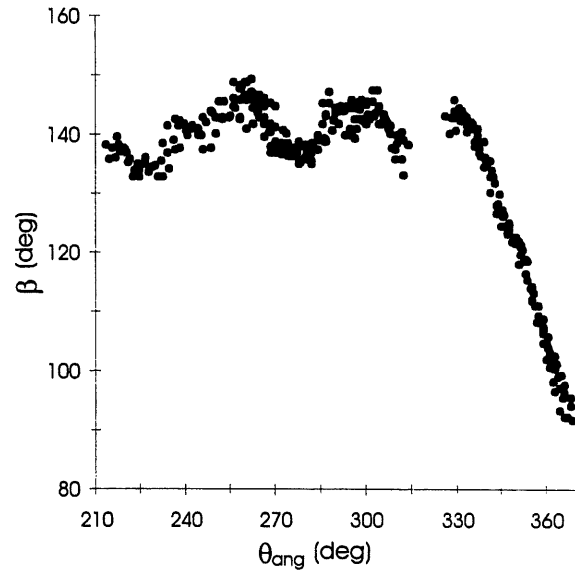
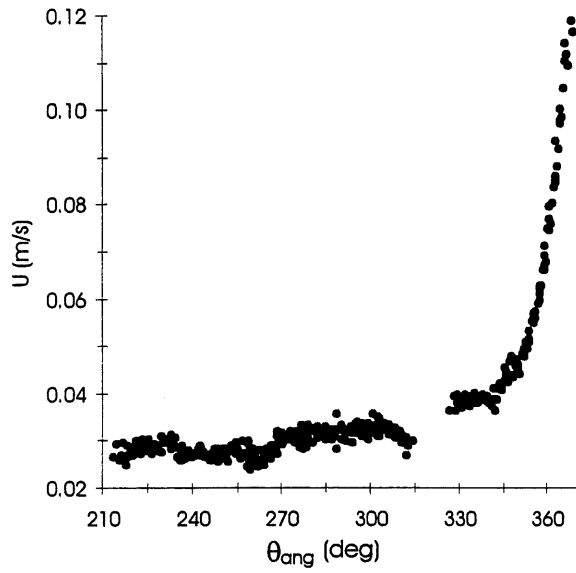


(a)

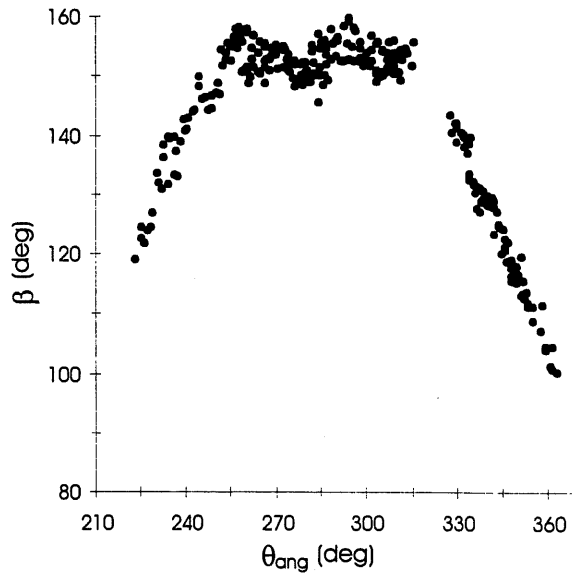
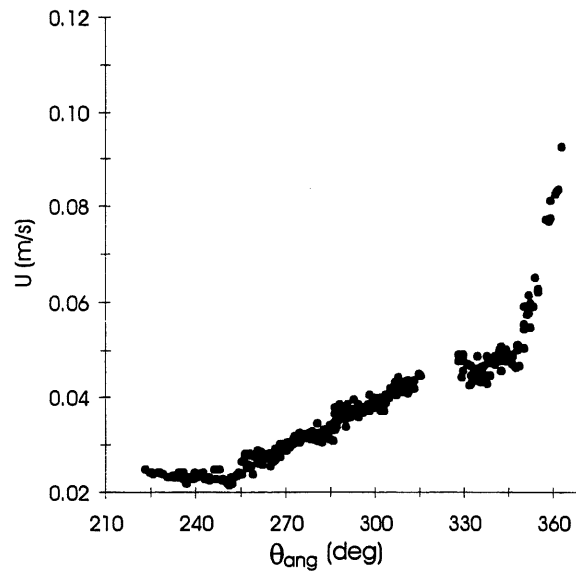


(b)

FIG. H.4: Profil de vitesse volute seule sur R_3 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures ; (b) seconde série de mesures.

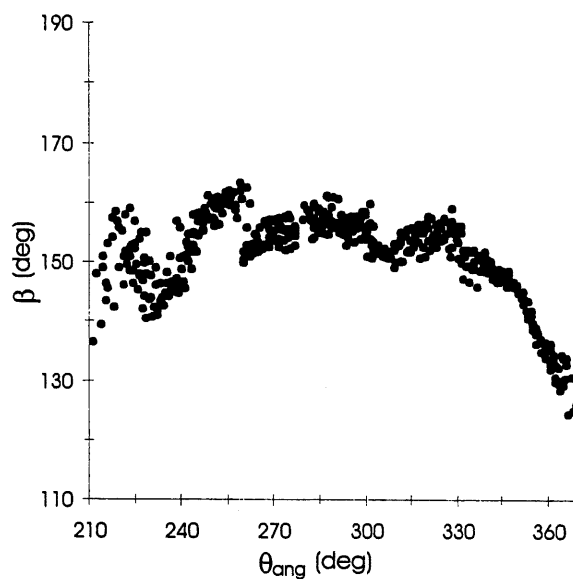
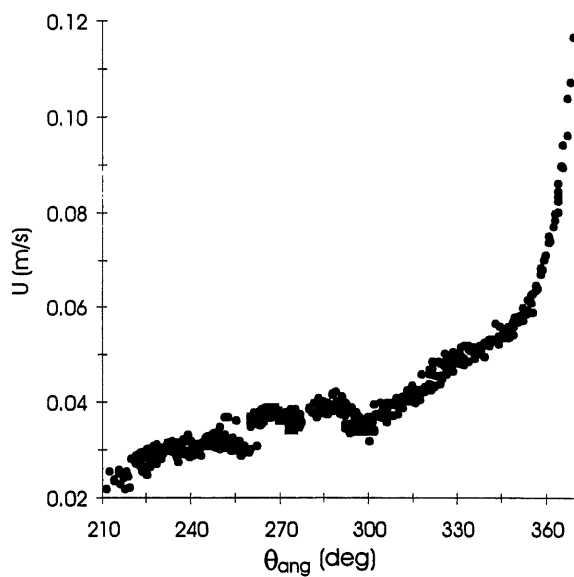


(a)

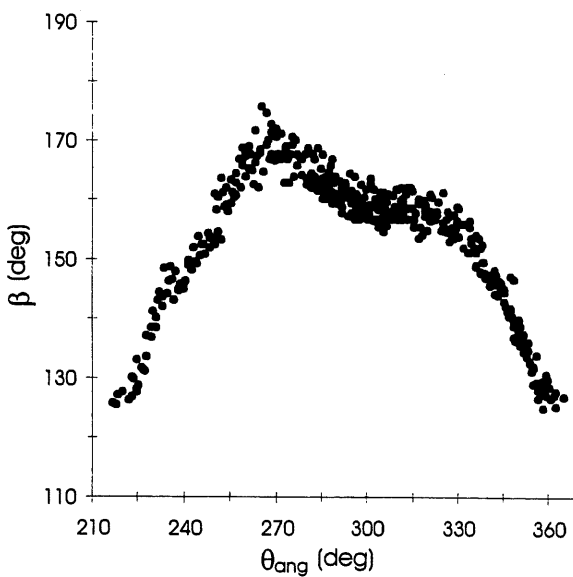
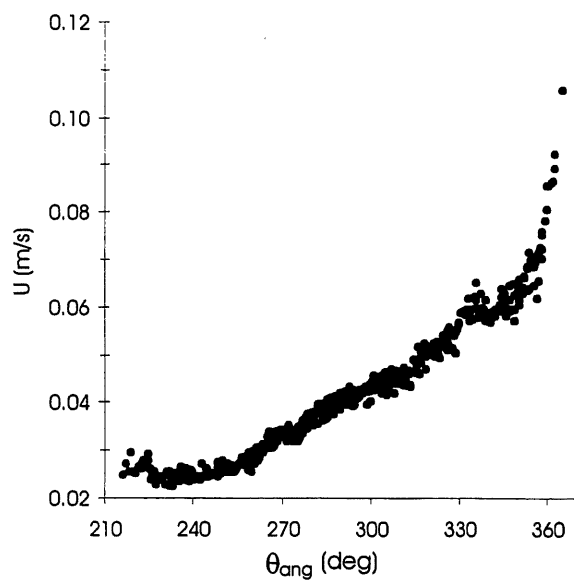


(b)

FIG. H.5: Profil de vitesse volute seule sur C_1 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures ; (b) seconde série de mesures.

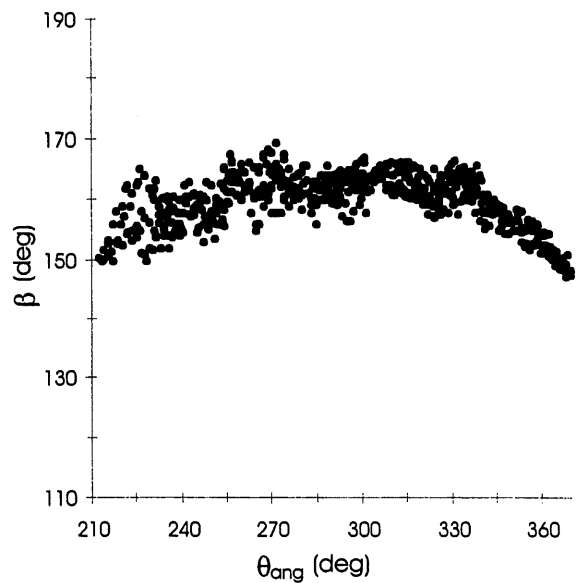
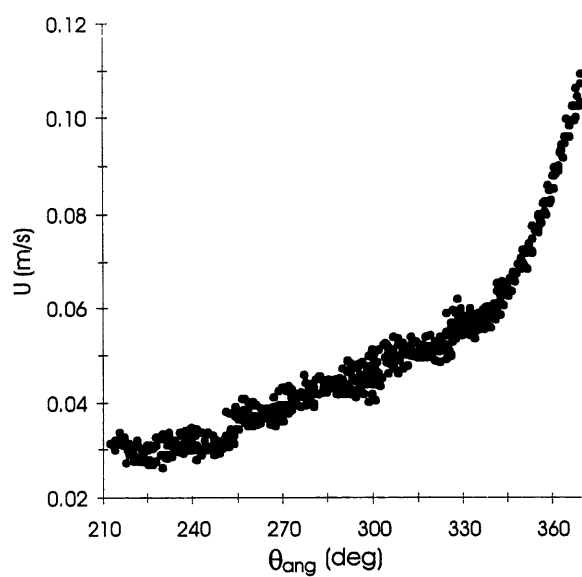


(a)

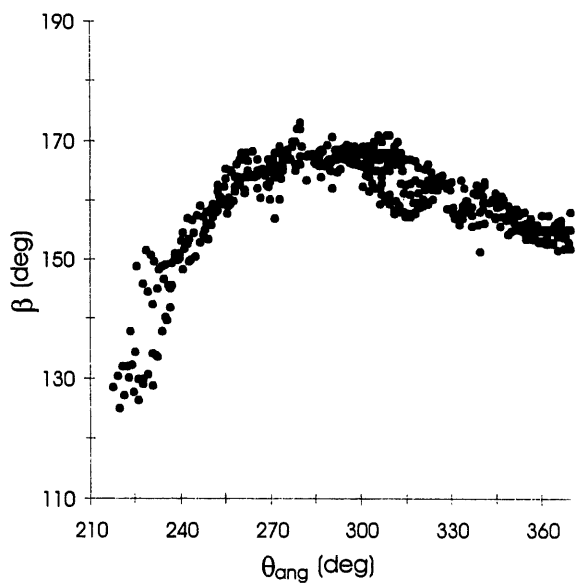
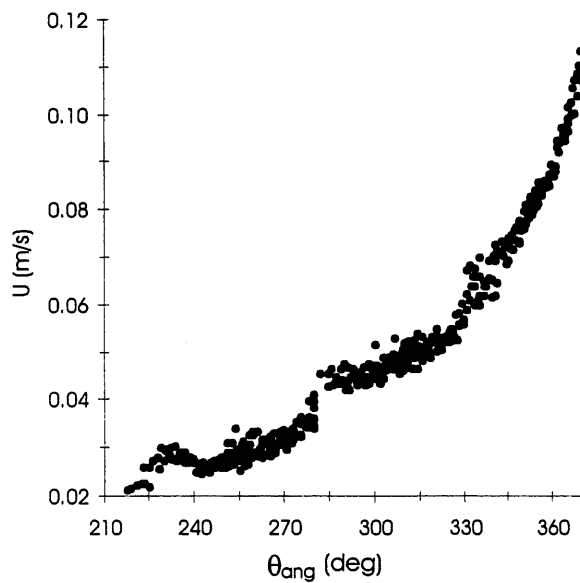


(b)

FIG. H.6: Profil de vitesse volute seule sur C_2 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures ; (b) seconde série de mesures.

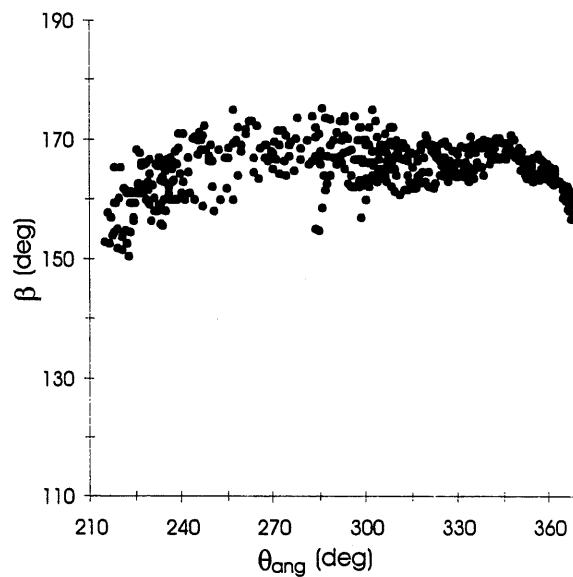
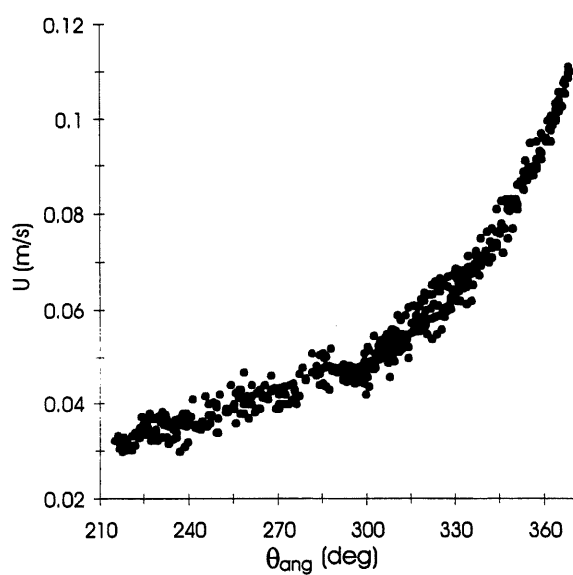


(a)

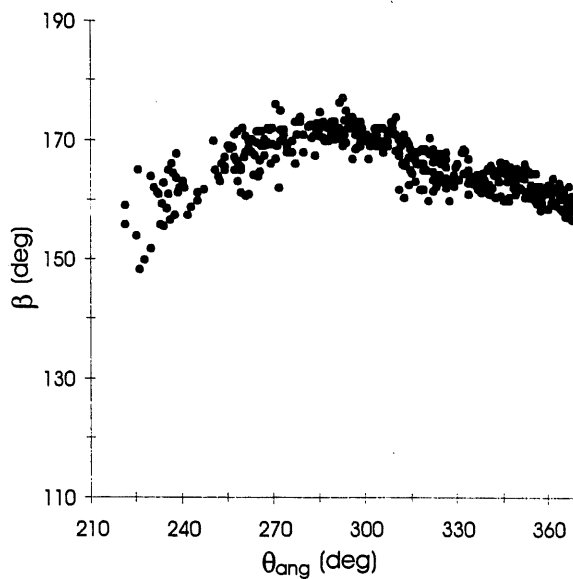
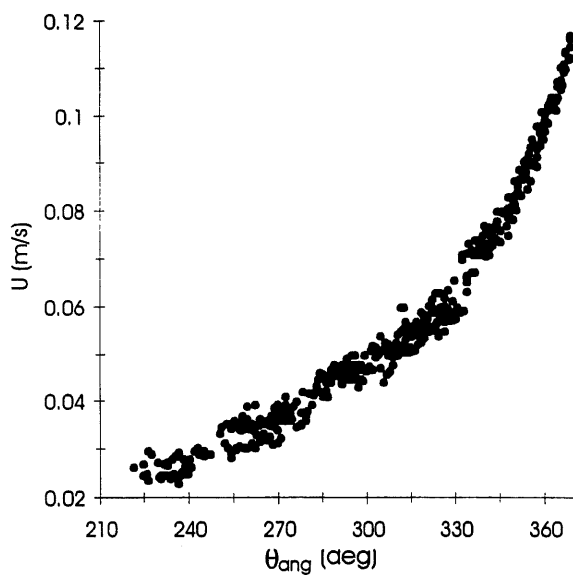


(b)

FIG. H.7: Profil de vitesse volute seule sur C_3 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures ; (b) seconde série de mesures.



(a)



(b)

FIG. H.8: Profil de vitesse volute seule sur C_4 , $Q \approx 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) première série de mesures ; (b) seconde série de mesures.

Annexe I

Profils de vitesse : roue avec volute

Les définitions des profils de vitesse ont été présentées à la section 3.5.3.

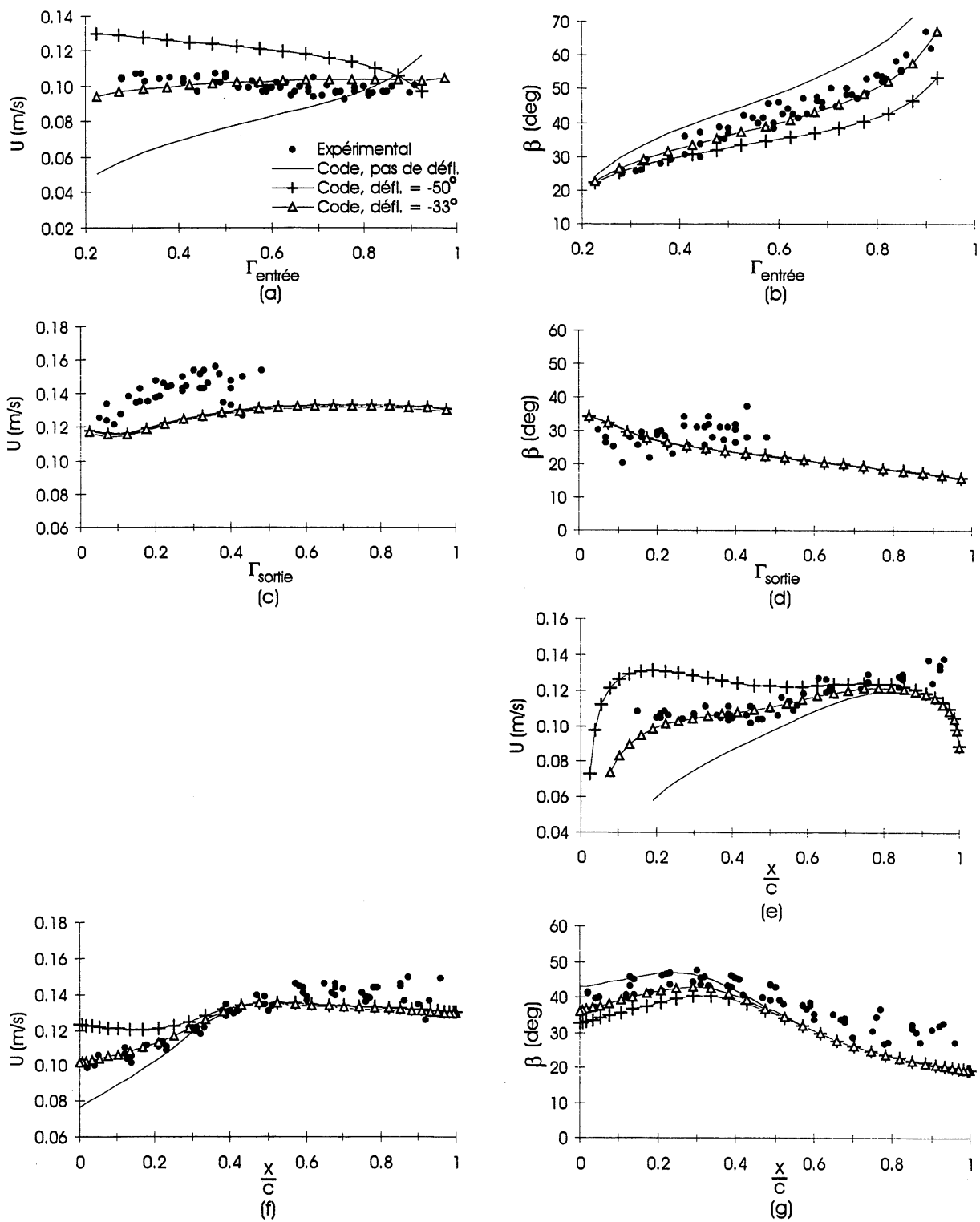


FIG. I.1: Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{\text{ang}} = 35^\circ$, $n = 0.21 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0104 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté suction; (f) vitesse *courbe moyenne*; (g) angle *courbe moyenne*.

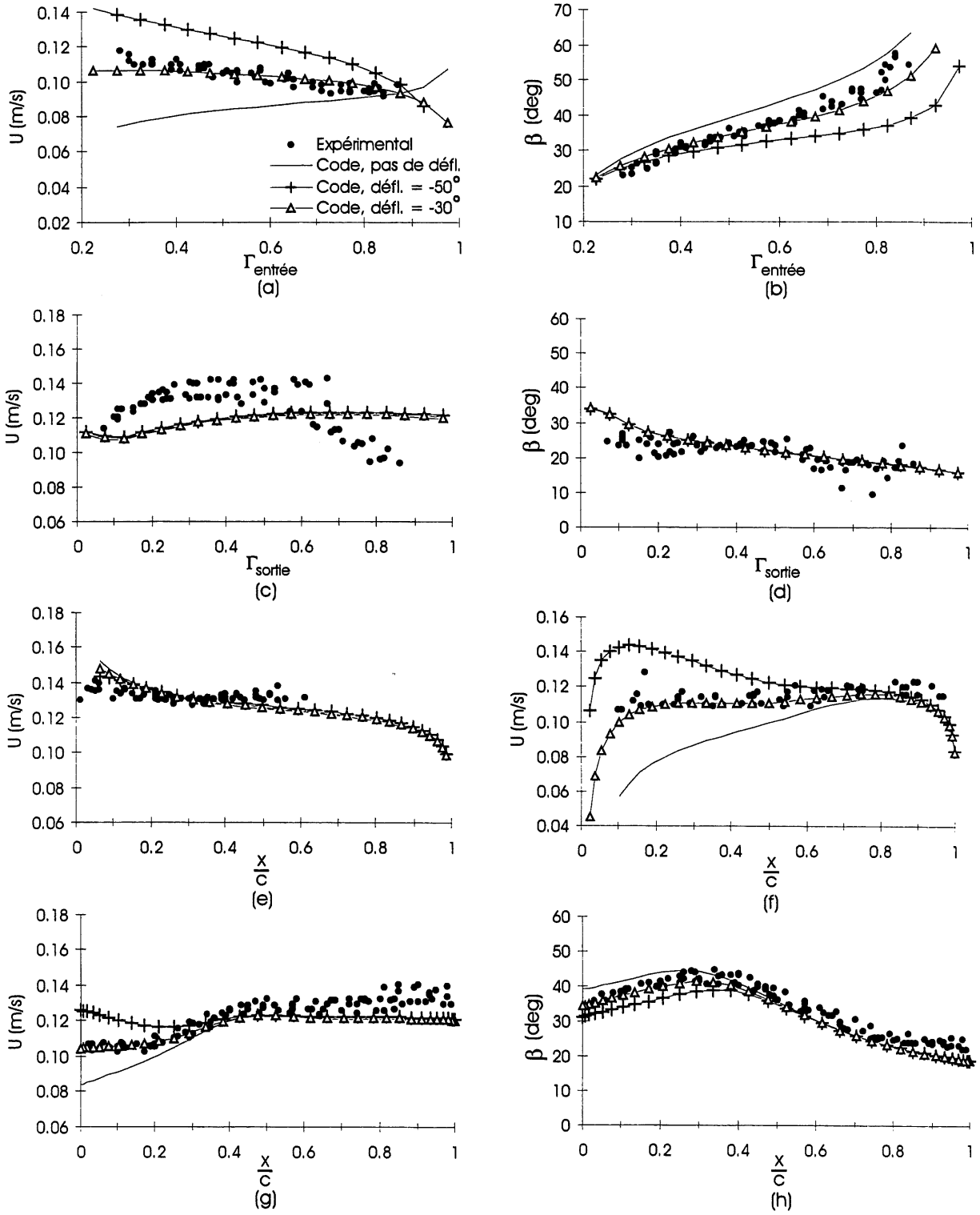


FIG. I.2: Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{ang} = 35^\circ$, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0095 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse *courbe moyenne*; (h) angle *courbe moyenne*.

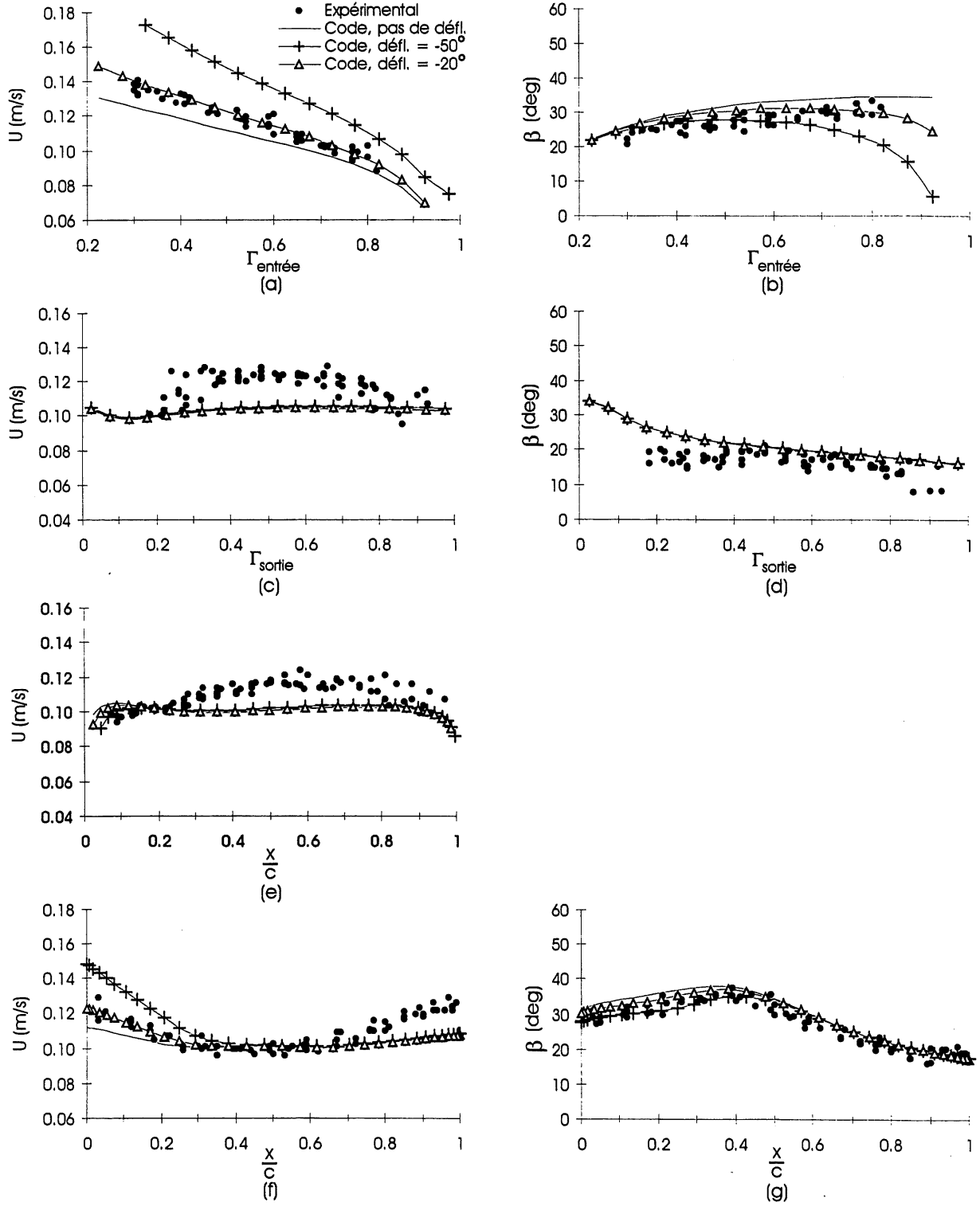


FIG. I.3: Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{\text{ang}} = 35^\circ$, $n = 0.63 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0079 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse *courbe moyenne*; (g) angle *courbe moyenne*.

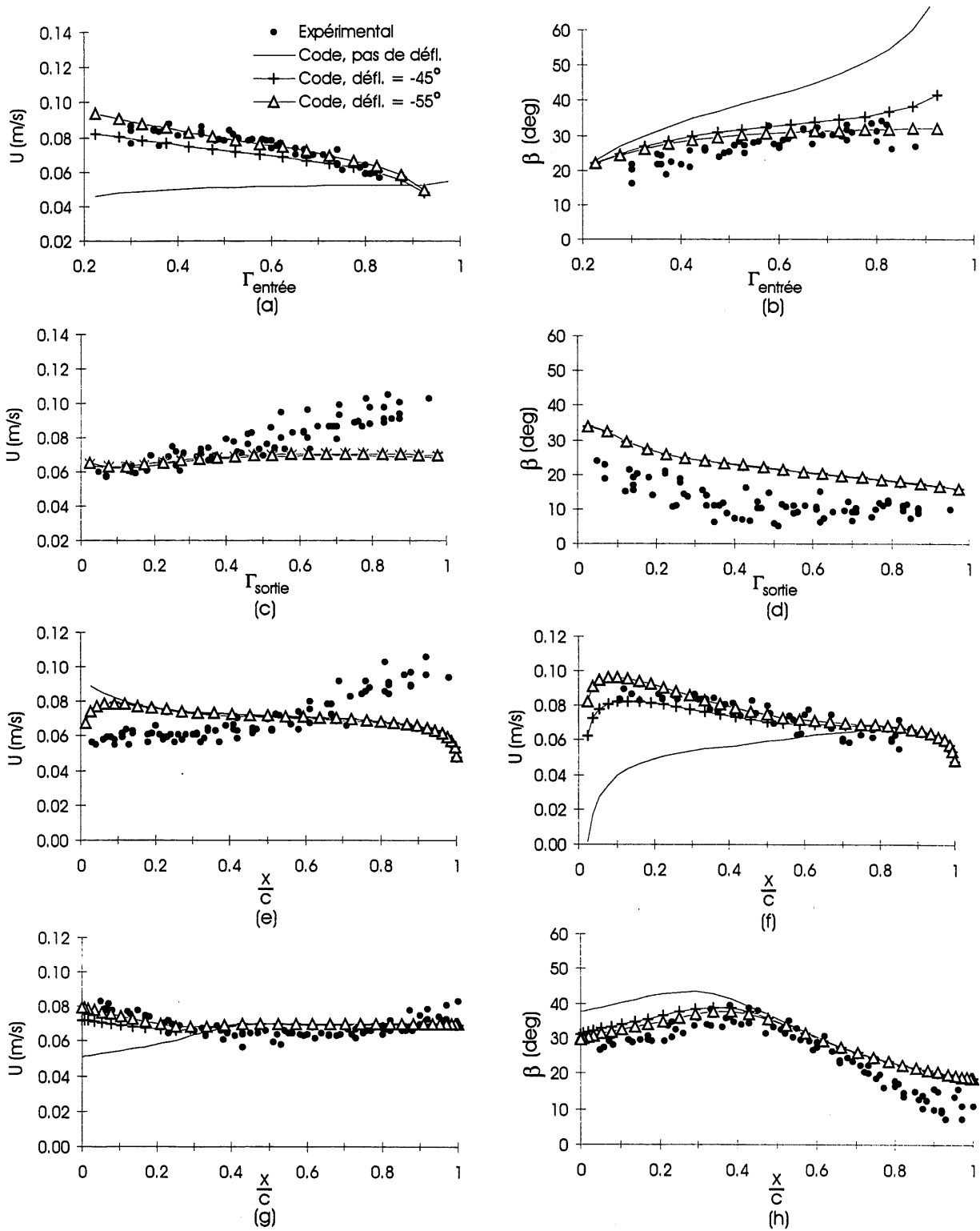


FIG. I.4: Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{\text{ang}} = 65^\circ$, $n = 0.21 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0054 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse courbe moyenne; (h) angle courbe moyenne.

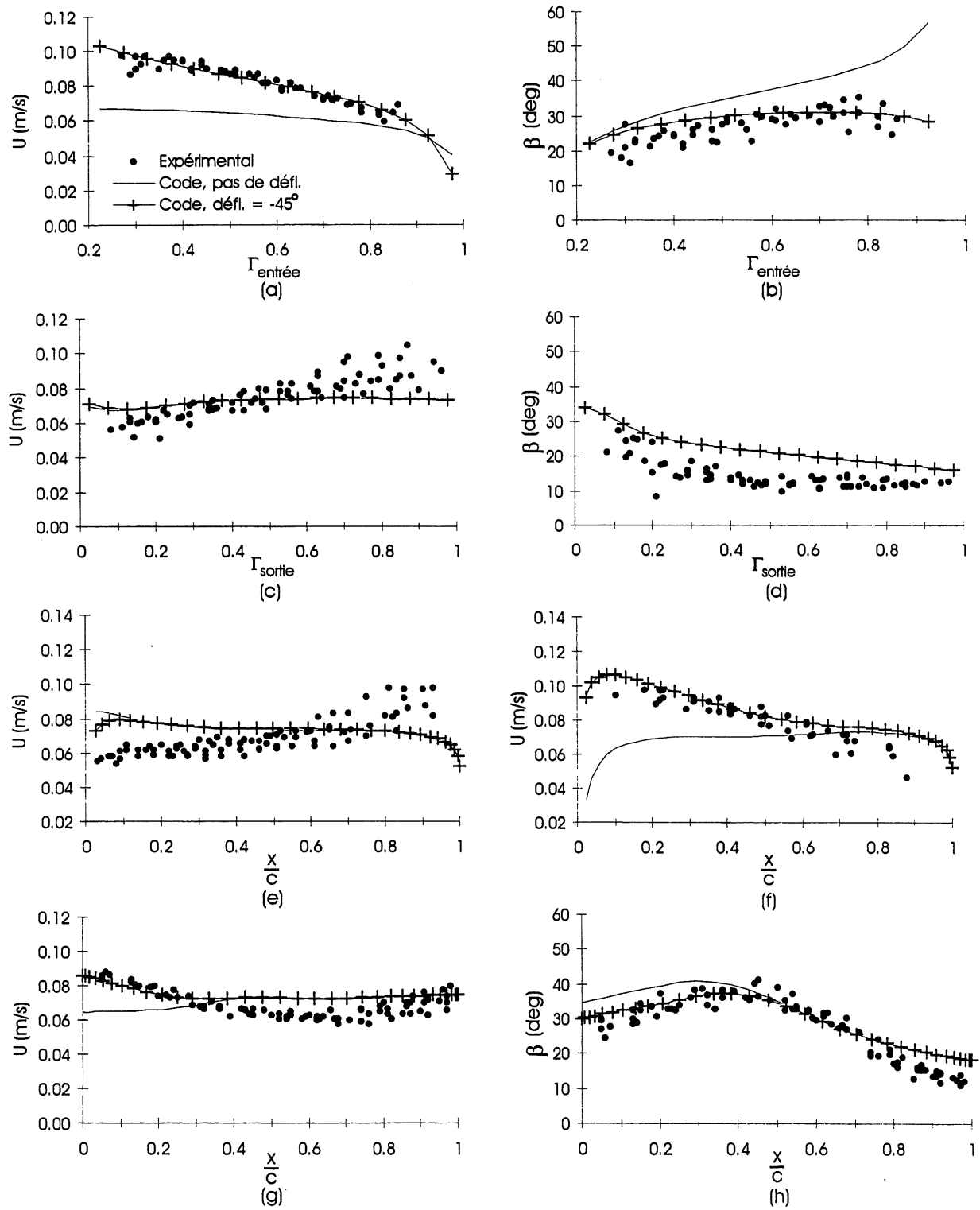


FIG. I.5: Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{\text{ang}} = 65^\circ$, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0057 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse *courbe moyenne*; (h) angle *courbe moyenne*.

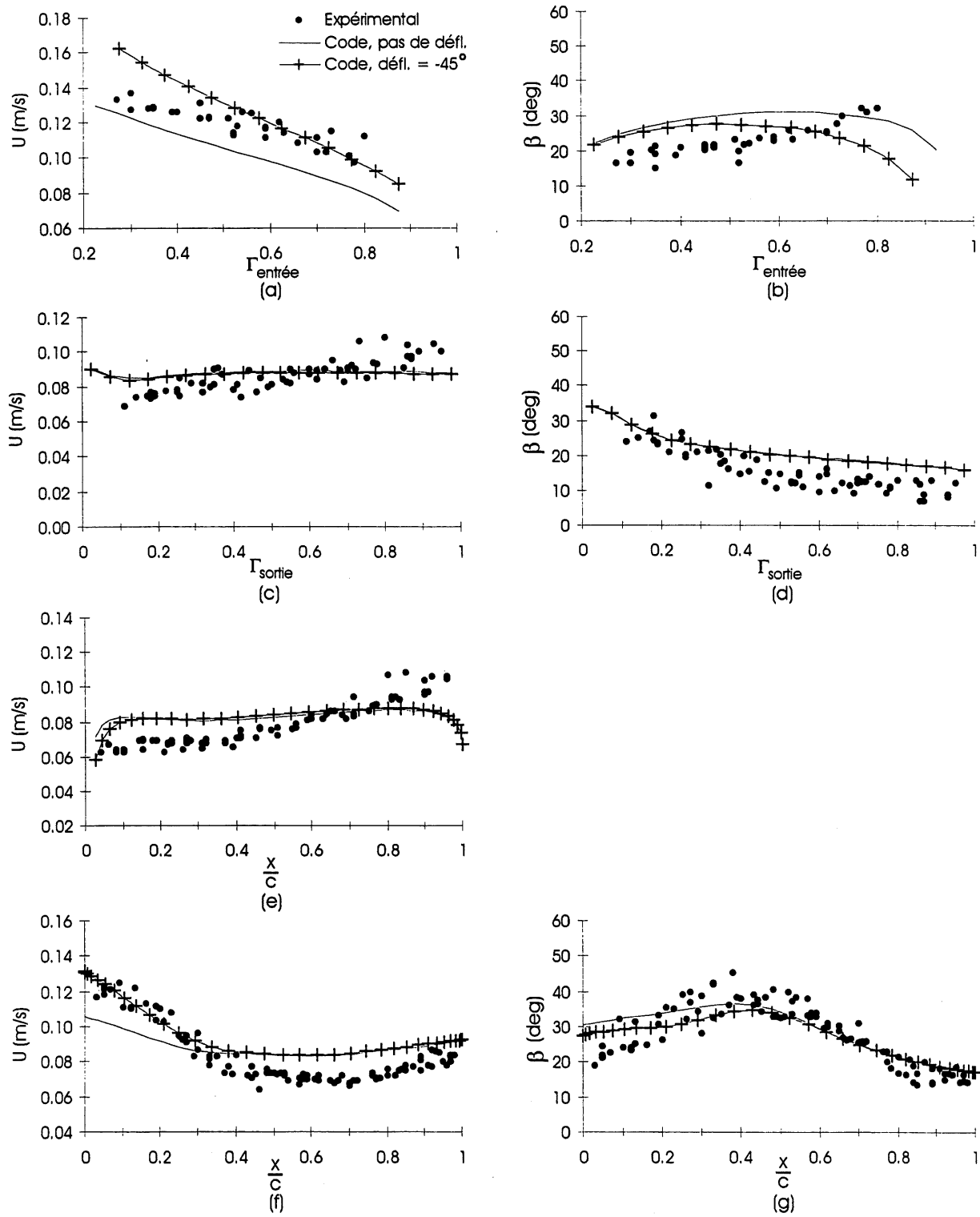


FIG. I.6: Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{\text{ang}} = 65^\circ$, $n = 0.63 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0066 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse *courbe moyenne*; (g) angle *courbe moyenne*.

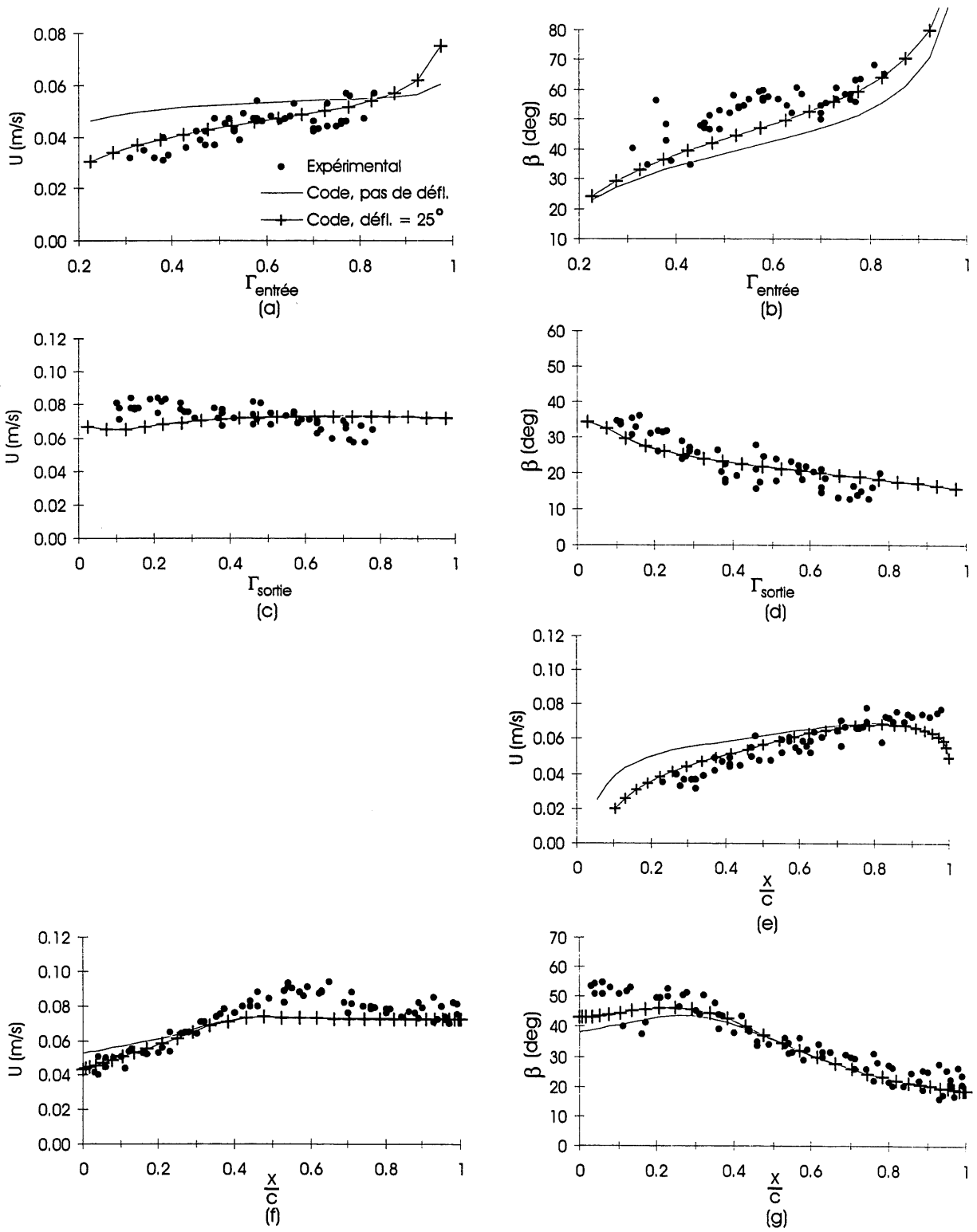


FIG. I.7: Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{\text{ang}} = 305^\circ$, $n = 0.21 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0057 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté suction; (f) vitesse *courbe moyenne*; (g) angle *courbe moyenne*.

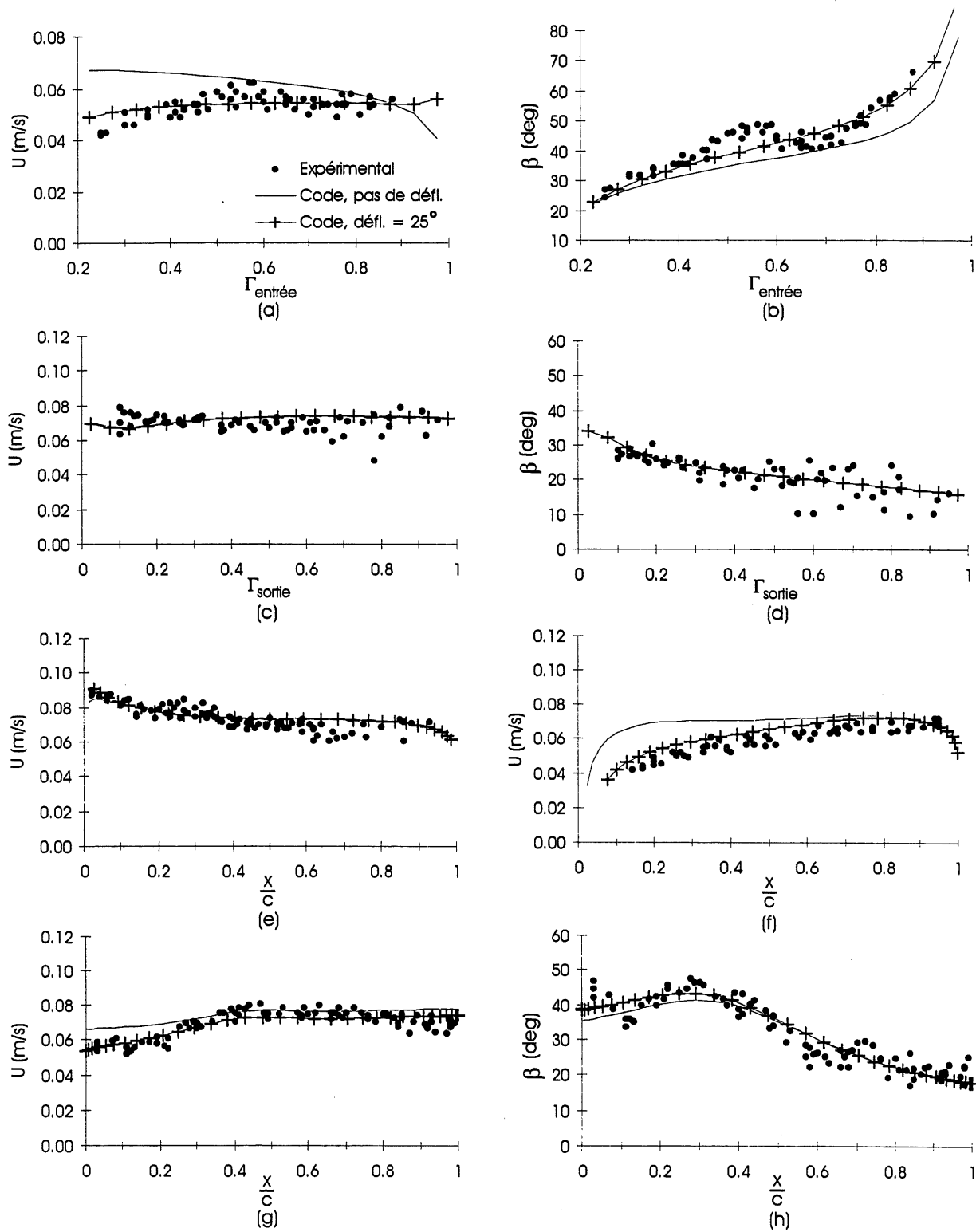


FIG. I.8: Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{\text{ang}} = 305^\circ$, $n = 0.31 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0057 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse pale côté suction; (g) vitesse *courbe moyenne*; (h) angle *courbe moyenne*.

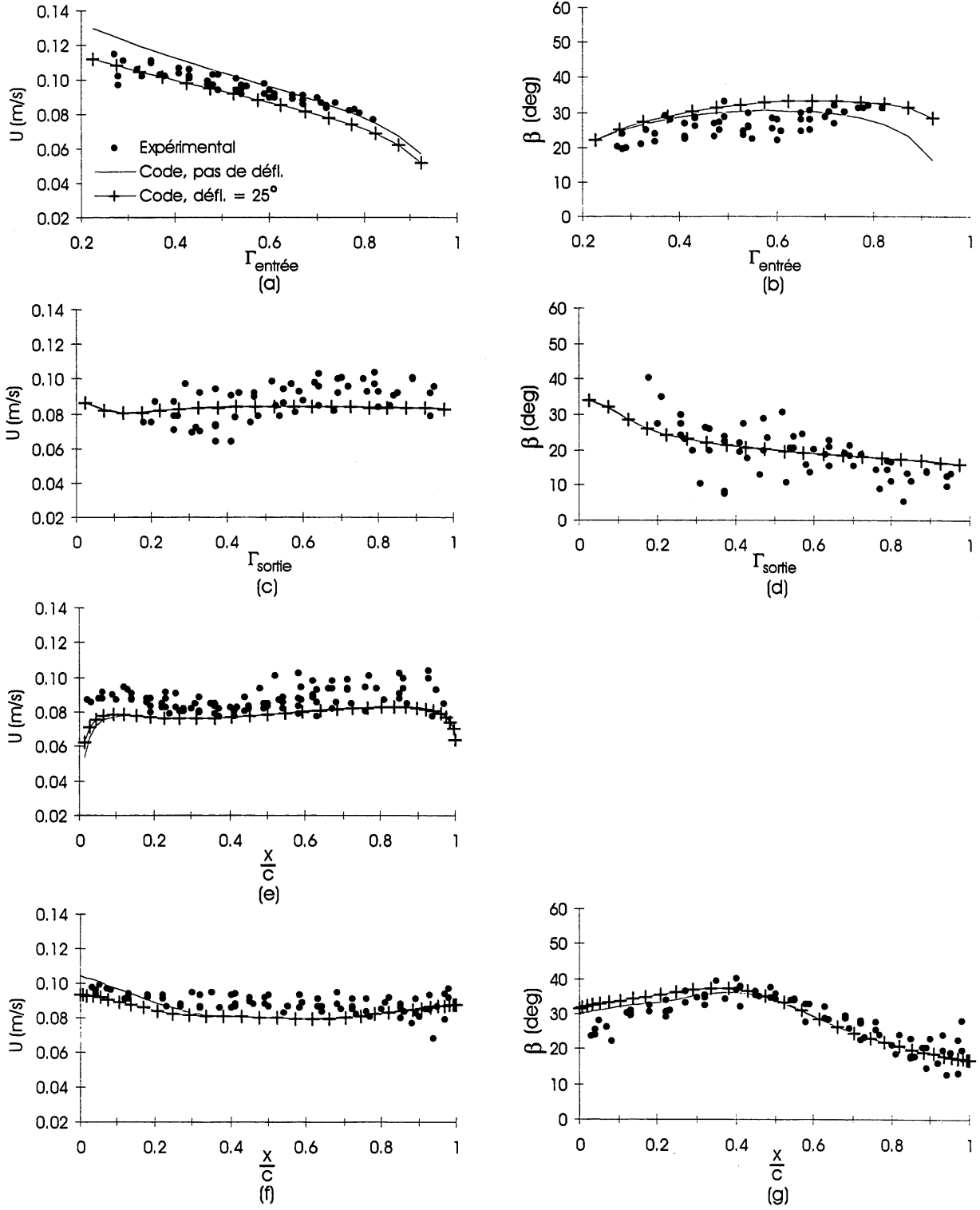


FIG. I.9: Profils de vitesse roue avec volute, $\theta_{\text{ang}} = 305^\circ$, $n = 0.63 \frac{1}{s}$, $Q = 0.0063 \frac{m^3}{s}$: (a) vitesse entrée; (b) angle entrée; (c) vitesse sortie; (d) angle sortie; (e) vitesse pale côté pression; (f) vitesse *courbe moyenne*; (g) angle *courbe moyenne*.

Annexe J

Profils de vitesse à l'entrée d'un ventilateur

Cet annexe présente les composantes radiales des profils de vitesse mesurés à l'entrée d'un ventilateur centrifuge [Gohier & Grenier 1998]. Les mesures ont été effectuées à l'aide d'un système d'anémométrie à fil chaud.

Les résultats sont présentés sous la forme de profils axiaux de vitesse, pour différentes positions angulaires par rapport à la volute (voir figure 5.1). La position axiale est adimensionnée par rapport à l'épaisseur de la roue, la valeur "0" désignant le fond de la roue et "1" le haut de la roue. Les vitesses radiales sont adimensionnalisées par rapport à la vitesse radiale moyenne. Cette vitesse moyenne est obtenue à partir de l'équation :

$$\overline{U}_r = \frac{Q}{\pi D_{\text{int}} H_{\text{Roue}}} \quad (\text{J.1})$$

Où Q est le débit, D_{int} est le diamètre interne de la roue et H_{Roue} est l'épaisseur de la roue.

Les tableaux K.3 et K.6 de l'annexe K présentent les caractéristiques géométriques de la roue centrifuge et de la volute utilisées pour ces mesures.

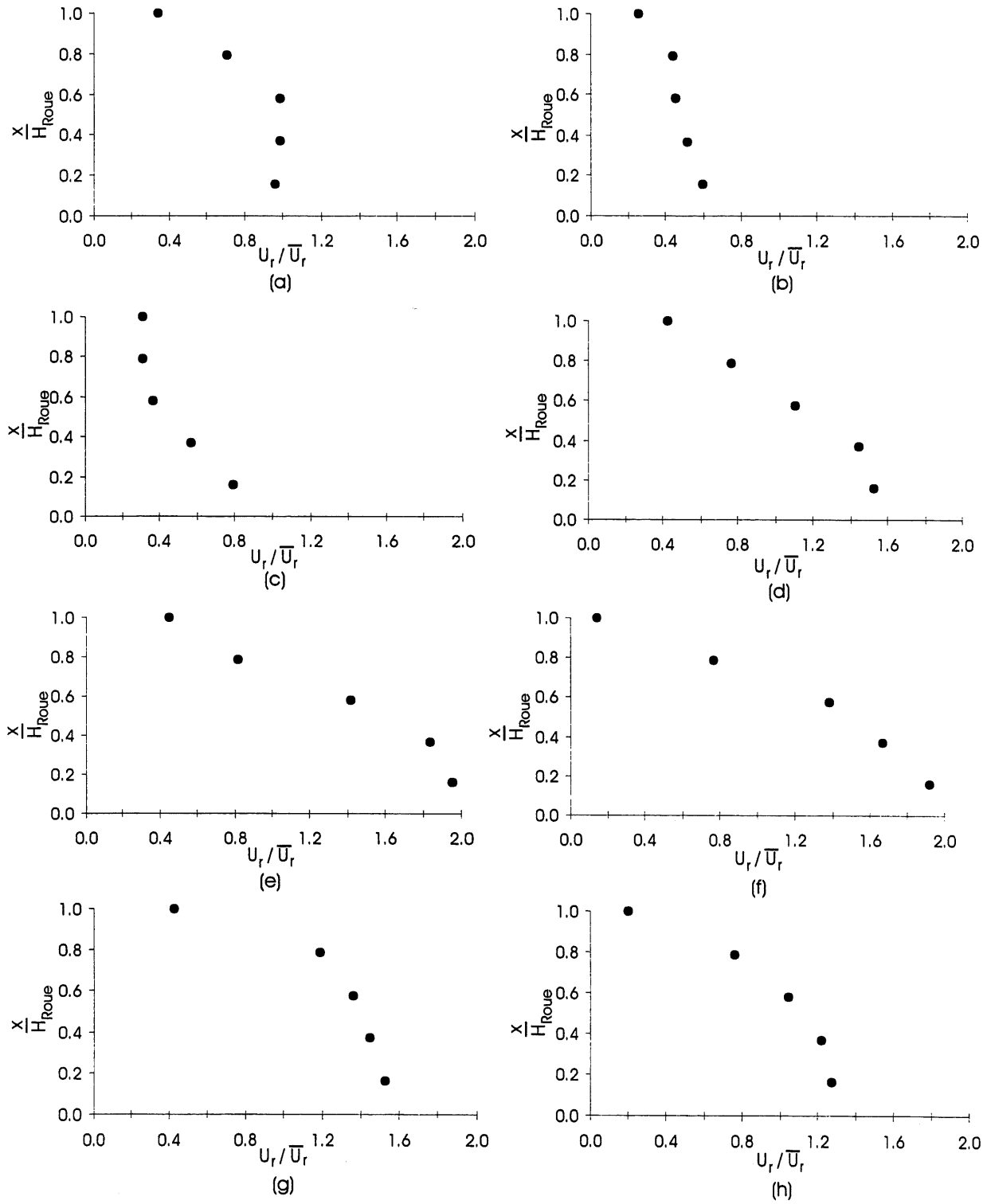
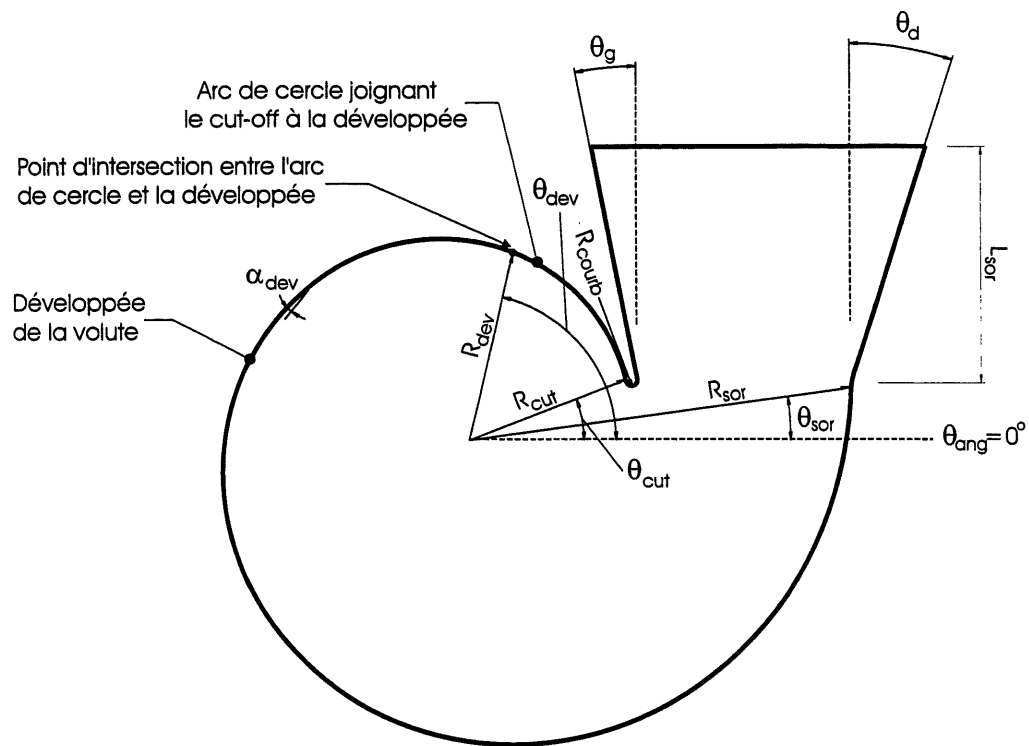


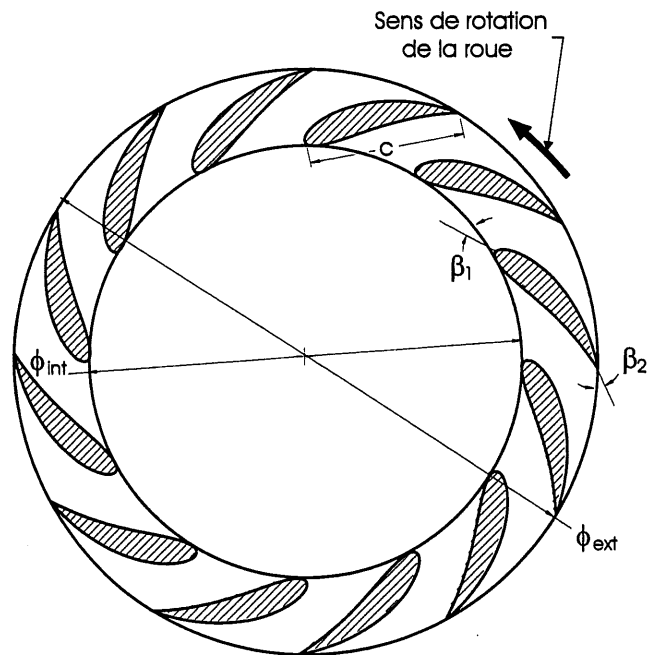
FIG. J.1: Profils axiaux de vitesse à l'entrée d'un ventilateur, composante radiale de vitesse : (a) $\theta_{ang} = 0^\circ$; (b) $\theta_{ang} = 45^\circ$; (c) $\theta_{ang} = 90^\circ$; (d) $\theta_{ang} = 135^\circ$; (e) $\theta_{ang} = 180^\circ$; (f) $\theta_{ang} = 225^\circ$; (g) $\theta_{ang} = 270^\circ$; (h) $\theta_{ang} = 315^\circ$ (d'après Gohier & Grenier 1998).

Annexe K

Géométries des modèles expérimentaux et des ventilateurs



(a)



(b)

FIG. K.1: Définition des variables géométriques d'un ventilateur : (a) volute ; (b) roue centrifuge.

Caractéristique	Valeur
ϕ_{ext} (m)	0.40
ϕ_{int} (m)	0.30
Nombre de pales	12
Fonction d'épaisseur	NACA 0018
β_1 (deg)	31
β_2 (deg)	23
c (m)	0.11
Épaisseur (m)	0.21

TAB. K.1: Caractéristiques géométriques du modèle expérimental de roue centrifuge.

Caractéristique	Valeur
Type de développée	Exponentiel
Angle de développée α_{dev} (deg)	8
θ_{cut} (deg)	20.
R_{cut} (m)	0.23
R_{courb} (m)	0.008
θ_{dev} (deg)	20
R_{dev} (m)	0.23
θ_{sor} (deg)	0.
R_{sor} (m)	0.53
L_{sor} (m)	1.50
θ_g ; θ_d (deg)	0. ; 0.
Épaisseur (m)	0.21

TAB. K.2: Caractéristiques géométriques du modèle expérimental de volute.

Caractéristique	Valeur
ϕ_{ext} (m)	0.16
ϕ_{int} (m)	0.13
Nombre de pales	38
Fonction d'épaisseur	arc de cercle mince
β_1 (deg)	90
β_2 (deg)	165
c (m)	0.02
Épaisseur (m)	0.05

TAB. K.3: Caractéristiques géométriques de la roue Beckett.

Caractéristique	Valeur
ϕ_{ext} (m)	0.2
ϕ_{int} (m)	0.135
Nombre de pales	8
Fonction d'épaisseur	? (épaisseur maximale ≈ 5 mm)
β_1 (deg)	20
β_2 (deg)	38
c (m)	0.063
Épaisseur (entrée) (m)	0.08
Épaisseur (sortie) (m)	0.054

TAB. K.4: Caractéristiques géométriques de la roue Comefri T-HLE 200.

Caractéristique	Valeur
ϕ_{ext} (m)	0.16
ϕ_{int} (m)	0.11
Nombre de pales	30
Fonction d'épaisseur	NACA 0030
β_1 (deg)	40
β_2 (deg)	170
c (m)	0.027
Épaisseur (entrée) (m)	0.038

TAB. K.5: Caractéristiques géométriques de la roue Proto 5.

Caractéristique	Valeur
Type de développée	Exponentiel
Angle de développée α_{dev} (deg)	7.1
θ_{cut} (deg)	20.
R_{cut} (m)	0.092
R_{courb} (m)	0.002
θ_{dev} (deg)	68
R_{dev} (m)	0.093
θ_{sor} (deg)	0.
R_{sor} (m)	0.17
L_{sor} (m)	0.38
θ_g ; θ_d (deg)	3.5 ; 3.5
Épaisseur (m)	0.08

TAB. K.6: Caractéristiques géométriques de la volute du premier type.

Caractéristique	Valeur
Type de développée	Exponentiel
Angle de développée α_{dev} (deg)	7.1
θ_{cut} (deg)	40.
R_{cut} (m)	0.105
R_{courb} (m)	0.02
θ_{dev} (deg)	131
R_{dev} (m)	0.106
θ_{sor} (deg)	0.
R_{sor} (m)	0.17
L_{sor} (m)	0.38
$\theta_g; \theta_d$ (deg)	6.; 5.
Épaisseur (m)	0.08

TAB. K.7: Caractéristiques géométriques de la volute du second type.

Bibliographie

- ADRIAN, R.J., CHUNG-SHENG Y. (1985) *Pulsed laser technique application to liquid and gaseous flows and the scattering power of seed materials*, Applied optics, vol. 24, pp. 44-52.
- ADRIAN, R.J. (1991) *Particle-imaging techniques for experimental fluid mechanics*, Annual review of fluid mechanics, vol. 23, pp.261-303.
- AGÜI, J.C., JIMÉNEZ, J. (1987) *On the performance of particle tracking*, Journal of fluids mechanics, vol. 185, pp.447-468.
- ALBANO, G. (1979) *Contribution à l'étude des écoulements internes et instationnaires par la méthode des singularités à répartition discrétisée*, Thèse de doctorat, Université de Paris VI.
- BADIE, R., JONKER, J.B. (1994) *Finite element calculations and experimental verification of the unsteady potential flow in a centrifugal volute pump*, International journal for numerical methods in fluids, vol. 19, pp.1083-1102.
- BENEDICT, R. (1984) *Fundamentals of temperature, pressure, and flow measurements*, 3^e édition, Wiley-Interscience.
- BREBBIA, C.A., TELLES, J.C.F., WROBEL, L.C. (1984) *Boundary element techniques*, Springer-Verlag, Berlin et New-York.
- BROUILLETTE, M. (1995) *Projet Batfan : Optimisation aérodynamique et acoustique*, Rapport technique pour Venmar inc.
- BROUILLETTE, M. (1996) *Performance aérodynamique et acoustique des ventilateurs centrifuges*, Demande de subvention au Conseil de Recherches en sciences naturelles et

en Génie du Canada (CRSNG).

- CHAMPOUX, Y. (1997) *GMC 712 : Traitement et analyse fréquentielle des données expérimentales*, notes de cours, Université de Sherbrooke.
- CHENG, K. C., YUEN, F. P. (1987) *Flow visualization studies of secondary flow patterns at the outlet and in the downstream region of a centrifugal blower*, dans : Proceedings of the First International Symposium on Transport Phenomena - Conference on heat transfer and fluid flow in rotating machinery, Hemisphere Publishing Corp, pp. 137-146.
- CHU, S., DONG, R., KATZ, J. (1993) *Unsteady flow, pressure fluctuations and noise associated with blade tongue interactions in a centrifugal pump*, Flow noise modeling, measurement and control, ASME, vol. 168, pp. 197-206.
- CHU, S., DONG, R., KATZ, J. (1995) *Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations and noise in a centrifugal pump. Part A : Use of PDV data to compute the pressure field*, Journal of fluids engineering, vol. 117, pp. 24-29.
- CHU, S., DONG, R., KATZ, J. (1995) *Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations and noise in a centrifugal pump. Part B : Effects of blade-tongue interactions*, Journal of fluids engineering, vol. 117, pp. 30-35
- CURLE, N. (1962) *The laminar boundary layer equations*, Oxford, Clarendon Press, Oxford Mathematical Monographs, 162 p.
- DAVID, V. (1999) Communication personnelle, Université de Sherbrooke.
- DICK, E., BELKACEMI M. (1991) *Optimum Design of Centrifugal Fans and Pumps*, European Journal of Mechanical Engineering, vol. 37, no 1, pp. 9-18.
- DONG, R., CHU, S., KATZ, J. (1992) *Quantitative visualization of the flow within the volute of a centrifugal pump. Part A : Technique*, Journal of fluids engineering, vol. 114, pp. 390-395.
- DONG, R., CHU, S., KATZ, J. (1992) *Quantitative visualization of the flow within the volute of a centrifugal pump. Part B : Results and analysis*, Journal of fluids engineering, vol. 114, pp. 396-403.

- DONG, R., CHU, S., KATZ, J. (1993) *Unsteady flow, pressure fluctuations and noise associated with blade tongue interactions in a centrifugal pump*, Flow Noise Modeling, Measurement and Control, NCA-Vol. 15/FED-Vol. 168, ASME, pp. 197-206.
- DONG, R., CHU, S., KATZ, J. (1995) *Effect of modification to tongue and impeller geometry on unsteady flow, pressure fluctuations and noise in a centrifugal pump*, Transactions of the ASME, 95-GT-34.
- ECK, B. (1973) *Fans*, Toronto, 1ère édition, Pergamon Press, 592 p.
- FATISIS, A., PIERRET, S., VAN DER BRAEMBUSSCHE, R. (1995) *3-D unsteady flow and forces in centrifugal impellers with circumferential distortion of the outlet static pressure*, dans : Proceedings of the 8th Congress and Exposition on Gas Turbines in Cogeneration and Utility, Industrial and Independent Power Generation, ASME IGT I9, pp. 133-140.
- GAO, H., KAMAMOTO, K. (1993) *Numerical analysis of the flow through a centrifugal impeller by vortex distribution model of a boundary layer*, Trans. of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part B, vol. 59, pp. 2834-2841.
- GERHART, P.M., GROSS, R.J., HOCHSTEIN, J.I. (1992) *Fundamentals of fluid mechanics*, 2e édition, Addison-Wesley Inc, 983 pp.
- GOHIER, R., GRENIER G. (1998) Communication personnelle, Université de Sherbrooke.
- HOWARD, J. H. G., KITTMER, C. W. (avril 1975) *Measured Passage Velocities in a radial Impeller With Shrouded and Unshrouded Configurations*, Journal of Engineering for Power, pp. 207-213.
- HOWARD, J. H. G., ASHRAFIZAADEH (1994) *Numerical investigation of the blade lean angle effects on flow in a centrifugal impeller*, Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, ASME 94-GT-149.
- HUREAU, F. (avril 1989) *Mesure et modélisation de l'écoulement instationnaire dans les pompes centrifuges*, XX^e Journées de l'Hydraulique, Société hydrotechnique de France, pp. 1.14.1.-1.14.6.
- JONKER, J.B., van ESSEN, T.G. (1993) *Calculation of fluid-induced forces on a whirling*

centrifugal impeller, Fluid machinery ASME, vol. 163, pp. 73-79.

- JONKER, J.B., van ESSEN, T.G. (1997) *A finite element perturbation method for computing fluid-induced forces on a centrifugal impeller rotating and whirling in a volute casing*, International journal for numerical methods in engineering, vol. 40, pp. 269-274.
- JOURDAIN, S. (1998) *Amélioration des performances acoustiques de ventilateurs centrifuges équipés de roue de type "cage d'écureuil"*, Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke.
- KATZ, J., PLOTKIN, A. (1991) *Low speed aerodynamics, from wing theory to panel methods*, McGraw-Hill Inc.
- KEARTON, W.J. (1933) *The influence of the number of blades on the pressure generated in a centrifugal compressor and on its generated performance*, J. I. Mech. E., vol. 124, p. 481.
- KIND, R. J., TOBIN, M. G. (1990) *Flow in a centrifugal fan of the squirrel-cage type*, Journal of Turbomachinery, vol. 112, pp. 84-90.
- KIND, R. J. (1996) *Prediction of flow behaviour and performance of squirrel-cage centrifugal fans operating at medium and high flow rates*, ASME Paper 96-GT-522.
- KJÖRK, A., LÖFDAHL, L. (décembre 1989) *Hot-Wire Measurements Inside a Centrifugal Fan Impeller*, Journal of Fluids Engineering, vol. 111, pp. 363-368.
- LIU, C.H., VAFIDIS, C., WHITELOW, J.H. (1994) *Flow characteristics of a centrifugal pump*, Journal of fluids engineering, vol. 116, pp. 303-309.
- LORETT, J.A., GOPALAKRISHNAN, S. (1986) *Interaction between impeller and volute of pumps at off-design conditions*, Journal of fluids engineering, vol. 108, pp. 12-18.
- LOURENCO, L., KROTHAPALLI, A. (1995) *On the accuracy of velocity and vorticity measurements with PIV*, Experiments in fluids, vol. 18, pp. 421-428.
- LOURENCO, L. (1996) *Particle image velocimetry*, von Karman Institute for Fluid Dynamics lecture series, 1996-03.
- MADHAVAN, S., WRIGHT, T. (1985) *Rotating stall caused by pressure surface flow se-*

- paration on centrifugal fan blades*, Journal of engineering for gas turbines and power, vol. 107, pp. 775-781.
- MINER, S.M., BEAUDOIN, R.J., FLACK, R.D. (1989) *Laser velocimeter measurements in a centrifugal flow pump*, Journal of turbomachinery, vol. 111, pp. 205-212.
- MINER, S.M., ALLAIRE, P.E., FLACK, R.D. (1992) *Two-dimensional flow analysis of a laboratory centrifugal pump*, Journal of turbomachinery, vol. 114, pp. 333-339.
- MONTAZERIN, N., DAMANGIR, A., MIRIAN, S. (1998) *A new concept for squirrel-cage fan inlet*, Proc Instn Mech Engrs, vol. 212, Part A, pp. 343-349.
- MORFIADAKIS, E.E., VOUTSINAS, S.G., PAPANTONIS, D.E. (1991) *Unsteady flow calculation in a radial flow centrifugal pump with spiral casing*, Inter. journ. for numerical methods in fluids, vol. 12, pp. 895-908.
- MURAKAMI, M., KIKUYAMA, K., ASAKURA, E. (décembre 1980) *Velocity and Pressure Distributions in the Impeller Passages of Centrifugal Pumps*, Journal of Fluids Engineering, vol. 102, pp. 420-426.
- OSBORNE, W. C. (1977) *Fans*, Toronto, 2e édition, Pergamon Press, 228 p.
- PAONE, N., RIETHMULLER, M.L., VAN DEN BRAEMBUSSCHE, R.A. (1989) *Experimental investigation of the flow in the vaneless diffuser of a centrifugal pump by particle image displacement velocimetry*, Experiments in fluids, vol. 7, pp. 371-378.
- QI, D.T., POMFRET, M.J., LAM, K. (1996) *A new approach to the design of fan volute profiles*, Journal of Mechanical Engineering Science, Part. C, vol. 210, pp. 287-294.
- ROSENHEAD, L. (1963) *Laminar Boundary Layers*, New York, Dover Publications Inc., 688 p.
- SCHLICHTING, H. (1979) *Boundary-Layer Theory*, États-Unis, 7e édition, McGraw-Hill Inc., 817 p.
- SHEPHERD, I.C., LaFONTAINE, R.F. (1993) *Mapping the velocity field in a centrifugal fan using particle image velocimetry*, Journal of wind engineering and industrial aerodynamics, vol. 50, pp. 373-381.

- STANITZ, J.D. (1952) *Some theoretical aerodynamic investigation of impellers in radial and mixed flow centrifugal compressors*, Trans. ASME., vol. 74, pp. 472-497.
- STODOLA, A. (1927) *In Steam and Gas Turbines*, Vols. I and II, McGraw-Hill, New York (Reprinted, Peter Smith, New York (1945)).
- TARDIF, J. (1999) *Modélisation numérique de l'aérodynamique interne d'une roue de ventilateur centrifuge*, Mémoire de maîtrise en attente de dépôt, Université de Sherbrooke.
- THIN, D. (1956) *Les ventilateurs et leurs applications*, Eyrolles, Paris.
- THWAITES, B. (1949) *Approximate Calculation of the Laminar Boundary Layer*, Aeronaut. Quarterly, vol. 1, pp. 245-280.
- UDREA, D.D., BRYANSTON-CROSS, P.J., LEE, W.K., FUNES-GALLANZI, M. (1996), *Two sub-pixel processing for high accuracy particle centre estimation in low seeding density particle image velocimetry*, Optics & laser technology, vol. 28, no. 5, pp. 389-396.
- VADARI, V., RUFF, G., REETHOF, G. (1996), *Effect of an annular inlet guide on the performance of low-speed centrifugal fans*, Proceedings of the ASME Noise Control and Acoustics Division, NCA-Vol. 22, pp. 219-226.
- VON KÁRMÁN, T. (1921) *Über laminare und turbulente reibung*, ZAMM, vol. 1, pp. 233-252.
- WHITE, F. M. (1991) *Viscous Fluid flow*, États-Unis, 2e édition, McGraw-Hill Inc., 614 pp.
- WHIRZ, H. J., SMOLDEREN, J. J. (1978) *Numerical methods in fluid dynamics*, a Von Karman institute book, McGraw-Hill.
- ZANGENETH, M. (1993) *Inviscid-viscous interaction method for 3-D inverse design of centrifugal impellers*, dans : *Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, ASME 93-GT-103.